

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**IMPLEMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE
ENSAIOS PARA ANÁLISE DE
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR
CONDICIONADO**

Autor: Fabio Alejandro Carvajal Flórez

Orientador: Luiz Felipe M. de Moura

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Térmica e Flúidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2004

S.P. – Brasil

NIDADE	RC
R CHAMADA	
	UNICAMP
	C253i
	EX
OMBO BC/	63603
ROC.	16 P00086 05
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	11,00
DATA	10/05/05
1º CPD	

BIBID - 349399

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

C253i Carvajal Flórez, Fabio Alejandro
Implementação de uma bancada de ensaios para análise de estratégias de controle de sistemas de refrigeração de ar condicionado / Fabio Alejandro Carvajal Flórez.--Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: Luiz Felipe Mendes de Moura.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Lógica difusa. 2. Automação. 3. Calor – Armazenamento. 4. Ar condicionado. 5. Refrigeração. I. Moura, Luiz Felipe Mendes de II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Conditined air system control analysis with thermal storage in a ice storage

Palavras-chave em Inglês: Fuzzy logic, Automation, Heat storage, Ar conditioning e Refrigeration

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Oscar Saul Hernandez Mendoza, Vivaldo Silveira Junior, João Maurício Rosário e Arai Augusta Bernardez Pécora

Data da defesa: 27/02/2004

ESTE EXEMPLAR É PROPRIEDADE DA UNICAMP
TESE DEFENDIDA POR Fábio Alejandro
C. Flórez APROVADA PEL
COMISSÃO JULGADORA EM 27/02/04
Luiz Felipe Moura
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**IMPLEMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE
ENSAIOS PARA ANÁLISE DE
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR
CONDICIONADO**

Autor: Fabio Alejandro Carvajal Flórez
Orientador: Luiz Felipe M. de Moura

02/04

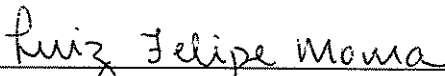
UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

TESE DE DOUTORADO

**IMPLEMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE
ENSAIOS PARA ANÁLISE DE
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR
CONDICIONADO**

Autor: **Fabio Alejandro Carvajal Flórez**
Orientador: **Luiz Felipe M. de Moura**



Prof. Dr. **Luiz Felipe M. de Moura**, Presidente
FEM - UNICAMP



Prof. Dr. **Oscar Saul Hernandez Mendoza**
FEM - UFU



Prof. Dr. **Vivaldo Silveira Junior**
FEA - UNICAMP



Prof. Dr. **João Maurício Rosário**
FEM - UNICAMP



Prof. Dra. **Arai Augusta B. Pécora**
FEM - UNICAMP

Campinas, 27 de fevereiro de 2004

Agradecimentos

Agora presto meus profundos agradecimentos as pessoas que tornaram este trabalho possível:

Ao meu orientador, Luiz Felipe, pela confiança brindada.

Aos técnicos Setembrino Vaz, Geraldo P. Salustiano, Luiz Gama, Luiz Zanaga, pela contribuição no projeto e construção da bancada de ensaios.

À secretária do Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos, Cleusa de Vasconcelos Lima, que sempre tem disposição para nos ajudar.

Ao Professor Oscar Saul Hernandes pelo apoio e amizade brindada

A meus colegas e amigos do DETF, Helio, Carlos, Tânia, Julio, Emerson, Jonh, Juan, Fabiano, Marily, Fernando, Paulo, Rogério, Marcelo, Jobanilton, agradeço pela amizade e colaboração

A Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade brindada para a realização do curso de doutorado, e por fim

A CAPES – pelo apoio financeiro, através da concessão de bolsa.

Dedicatória:

Dedico este trabalho à meus familiares Beni, Sara, Álvaro, Martha, Judith, Yenni e Nicolas.

Na memória de Cláudio Amaral

Abstract

Carvajal Flórez, Fabio *Alejandro*, *Conditioned Air System Control Analysis with Termical Storage in a Ice Storage*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. p. Tese (Doutorado)

In this work is realized a control analysis of the expansion valve and the rotacional speed of the compressor engine for an air conditioning system with thermal storage in an ice storage tank. The thermal project, electronical project, computer programming and control technics are integrated to increase the performance of the system. To implement the proposed controls the logic fuzzy is used. Inicially, the refrigerant superheat was controlled through the expansion valve with the compressor working at highest rotational speed. Then, it was implemented the control regulating simultananeously the compressor speed and the expansion valve.

Key Word

Fuzzy Logic, Control, thermal storage, Air Conditioning , Refrigeration.

Resumo

Carvajal Flórez, Fabio Alejandro, *Estudo do Controle de um Sistema de Ar Condicionado com Armazenamento Térmico em Banco de Gelo*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. p. Tese (Doutorado)

No presente trabalho se realiza o estudo do controle da válvula de expansão e da velocidade de rotação do motor do compressor para um sistema de ar condicionado com armazenamento térmico em banco de gelo. Utilizando os princípios de projeto térmico, projeto eletrônico, programação de computadores e técnicas de controle procuram-se o aumento da eficiência do sistema. Neste controle propostos usou-se a lógica difusa. Inicialmente controlou-se o grau de superaquecimento através do controle da abertura da válvula de expansão e trabalhando o compressor em sua rotação máxima. Em seguida foi implementado um controle que trabalha regulando simultaneamente a velocidade do compressor e a abertura da válvula de expansão.

Palavras Chave

Lógica difusa, controle, armazenamento térmico, ar condicionado, refrigeração.

Índice

Lista de figuras	xi
Lista de tabelas	xiii
Nomenclatura	xiv
1. Introdução	1
2. Revisão da literatura	4
2.1 Sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	4
2.2 Sistema do fluido térmico de resfriamento com armazenamento de energia.....	8
2.3 Sistema da unidade de acondicionamento de ar.....	15
3. Descrição da bancada de ensaios	16
3.1 Subsistema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	17
3.2 Subsistema do fluido secundário de resfriamento.....	21
3.3 Subsistema do acondicionamento do ar.....	25
3.4 Instrumentação.....	25
4. Componentes do sistema de aquisição de dados e controle	27
4.1 Sistema de monitoramento.....	27
4.2 Sensores de temperatura.....	28
4.3 Sensores de pressão.....	28
4.4 Sensores de vazão.....	29
4.5 Sensores de posição.....	30
4.6 Módulos de saída.....	31
5. Implementação do sistema de monitoramento e controle do sistema de armazenamento térmico utilizando bancos de	39
5.1 Sistema de monitoramento.....	39

5.2 Sistema de controle.....	43
6. Implementação do sistema de controle do ciclo de refrigeração por compressão de vapor usando lógica difusa.....	45
6.1 Conceitos básicos.....	45
6.2 Mecanismos de inferência difusa.....	50
6.2.1 Fuzzyficação.....	50
6.2.2 Inferência difusa.....	51
6.2.3 Defuzzyficação.....	52
6.3 controle do superaquecimento através da válvula de expansão usando um controlador difuso.....	53
6.3.1 Característica do controlador difuso A	55
6.3.2 Carateristicas do controlador difuso B	57
6.4 Controle da velocidade do motor do compressor usando um controlador difuso.....	60
6.4.1 Carateristicas do controlador difuso do controle da velocidade do compressor.....	62
7. Resultados experimentais.....	64
7.1 Avaliação do controlador PD * ID controlando a abertura da válvula de expansão eletrônica e o motor do compressor girando a velocidade constante.....	64
7.2 Concepção do controlador difuso PD*ID.....	67
7.3 Avaliação dos controladores difusos da válvula de expansão eletrônica e do motor do compressor trabalhando simultaneamente.....	71
7. Conclusões.....	77
Referencias Bibliográficas.....	79
Anexo I.....	84
Anexo II.....	98
Anexo III.....	101
Anexo IV.....	105
Anexo V.....	107
Anexo VI.....	108
Anexo VII.....	113
Anexo VIII.....	118
Anexo IX.....	122

Lista de Figuras

2.1	Métodos de controle da capacidade de refrigeração sob condições de carga parcial, segundo Tasou e Quereshi (1998).	6
2.2	Classificação dos sistemas de armazenamento térmico	9
3.1	Configuração esquemática da bancada de testes	16
3.2	Ciclo por compressão de vapor	17
3.3	Configuração da válvula de expansão termostática	19
3.4	Configuração da válvula de expansão termostática modificada	20
3.5	Configuração da agulha e base da válvula de expansão	21
3.6	Evaporador	21
3.7	Diagrama do subsistema do fluido secundário de resfriamento	22
3.8	Tanque de armazenamento térmico	23
3.9	Subsistema da unidade de condicionamento de ar	25
4.1	Arquitetura geral do sistema de aquisição de dados e controle	27
4.2	Esquema da montagem dos sensores de pressão	28
4.3	Diagrama da placa do módulo do controle da velocidade do compressor	31
4.4	Algoritmo do micro-controlador do módulo de controle do compressor	32
4.5	Curva da frequência que determina a velocidade do compressor	33
4.6	Diagrama de blocos da unidade de multiplexagem	33
4.7	Módulo de controle dos reles	34
4.8	Módulo de controle do inversor de frequência da bomba da água	35
4.9	Módulo de controle do motor de passos	36
4.10	Algoritmo do micro-controlador do módulo de controle do motor de passos	37
5.1	Tela de supervisão geral	40

5.2	Telas de tendência	41
6.1	Conceitos básicos dos conjuntos difusos	46
6.2	Mecanismo de inferência de um controlador difuso	50
6.3	Princípio da fuzzyficação	51
6.4	Exemplo que utiliza a estratégia de inferência Mamdani	52
6.5	Controlador difuso proposto	54
6.6	Funções de pertinência para a variável erro	56
6.7	Funções de pertinência para a variável mudança do erro	56
6.8	Funções de pertinência para a variável de saída U_A	56
6.9	Funções de pertinência para a variável mudança do erro	58
6.10	Funções de pertinência para a variável erro acumulado	58
6.11	Funções de pertinência para a variável de saída U_B .	59
6.12	Diagrama de blocos do controlador difuso da velocidade do compressor	60
6.13	Funções de pertinência para a variável W_{erro}	62
6.14	Funções de pertinência para a variável DW_{erro}	63
6.15	Funções de pertinência para a variável U_w	63
7.1	Comportamento do sistema com controle PI*ID na válvula de expansão	66
7.2	Potência e corrente consumida no compressor	67
7.3	Superfície de controle do controlador difuso PD	67
7.4	Superfície de controle do controlador difuso ID	68
7.5	Ação do controle difuso	69
7.6	Comportamento do controle PD*ID da válvula de expansão para aumentos graduais da carga térmica	70
7.7	Controle proposto para o ciclo por compressão de vapor	71
7.8	Avaliação do controlador difuso proposto	73
7.9	Comportamento do sistema nas variáveis do modelo do compressor	74
7.10	Potência consumida pelo compressor	75

Lista de Tabelas

3.1	Especificações técnicas do compressor	18
3.2	Especificações técnicas da válvula de expansão termostática	20
3.3	Especificações técnicas da bomba do circuito de refrigerante secundário	23
3.4	Descrição dos sensores	26
4.1	Características do medidor de vazão tipo capilar térmico	29
4.2	Característica do medidor de vazão tipo turbina	30
4.3	Especificações do inversor de frequência da bomba	36
4.4	Especificações do motor de passos	37
4.5	Especificações do inversor de frequência do fan coil	38
6.1	Exemplo de funções de pertinência usualmente utilizadas	49
6.2	Exemplo de métodos de <i>defuzzificação</i>	53
6.3	Conjunto de regras para o controlador difuso A	57
6.4	Conjunto de regras para o controlador difuso B	59

Nomenclatura

Letras Latinas

A	Conjunto difuso
A_v	Porcentagem da abertura da válvula de expansão
B	Conjunto difuso
C_1	Constante da válvula de expansão
C_2	Constante do compressor
C_3	Constante da equação do modelo do compressor
COG	Centro de gravidade
ce	Mudança no erro, °C
DWErro	Mudança da velocidade de referencia, RPM
e	Erro, °C
ea	Erro acumulado, °C
G	Universo de discurso
HVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
k	Estado atual
$k-1$	Estado anterior
Kdwc	Ganho do universo DWErro
Kpc	Ganho do programa do computador
$Kpic$	Ganho do programa do micro-processador
Ksaw	Ganho do universo U_w
Kwe	Ganho do universo Werro
LM	Máximo à esquerda
Max	Limite superior para a defuzzyficação

<i>Min</i>	Limite inferior para a defuzzyficação
m_c	Fluxo mássico através do compressor, kg/s
m_v	Fluxo mássico através da válvula de expansão, kg/s
P_{ec}	Pressão na entrada do compressor, bar
P_{ev}	Pressão na entrada da válvula de expansão, bar
P_{sv}	Pressão na saída da válvula de expansão, bar
<i>RM</i>	Máximo à direita
RPM	Revoluções por minuto
sup	Valor superior
T_{ec}	Temperatura de entrada ao compressor
T_{ev}	Temperatura a ser controlada
T_{s7}	Temperatura de referencia
U_A	Saída controle difuso bloco A
U_B	Saída controle difuso bloco B
U_K	Saída para o atuador do módulo de controle do motor de passo
U_w	Saída controle difuso da velocidade do compressor
Werro	erro entre a velocidade de referencia e a velocidade do compressor, RPM

Letras Gregas

$\mu(x)$	Grau de pertinência
w	Velocidade de rotação do compressor, RPM

Capítulo 1:

Introdução

Os sistemas convencionais de refrigeração e ar condicionado são projetados para atender a carga máxima. Dada a ampla variação nas condições de carga, esses sistemas operam a maior parte do tempo com carga parcial. A operação com carga parcial é caracterizada por um controle do compressor do tipo liga/desliga ou outro método de controle da capacidade. Teoricamente o mais eficiente método de gerenciamento de ciclos por compressão de vapor consiste na combinação do controle do grau de superaquecimento do refrigerante a partir da válvula de expansão, com o controle variável da velocidade do compressor. Este método fornece várias vantagens em relação aos outros métodos (controle liga/desliga, *bypass* de gás quente, controle da temperatura do evaporador, controle de compressores múltiplos e cilindros sem carga).

O controle de velocidade variável do compressor tem sido utilizado para reduzir a vazão de refrigerante no compressor em resposta as condições de refrigeração com carga parcial, diminuindo o consumo de energia quando comparado com o mesmo compressor com velocidade fixa. Comparações teóricas de vários métodos de controle da capacidade frigorífica, sob condições de carga total e parcial, tem mostrado que o controle da velocidade variável é o mais eficiente. Lenarduzzi e Yap (1998) estimam que a economia de energia pode chegar a 41%, utilizando um controlador de velocidade variável, quando comparado com resultados obtidos num mesmo chiller, mas com velocidade fixa.

Apesar das novas tecnologias existentes, os fundamentos da metodologia básica dos ciclos por compressão de vapor são rudimentares; geralmente o ajuste da temperatura do ar nas salas é feito controlando o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, através de um mecanismo de expansão. O controle dessas malhas de retroalimentação acopladas com uma

só entrada e uma só saída (SISO) é inerentemente limitada em termos de desempenho em transientes e eficiência energética, dadas as fortes instabilidades no acoplamento das malhas de retroalimentação. A procura por técnicas para o controle de sistemas de refrigeração e ar condicionado que buscam obter melhores rendimentos térmicos e mecânicos tem crescido nos dias atuais, visando uma efetiva integração de sistemas de refrigeração e ar condicionado com a micro-eletrônica e computadores, o que fornece uma ampla e contínua possibilidade de novas soluções. Um sistema HVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado) pode ser otimizado tanto no estágio do projeto como durante a operação. Um sistema não trabalhará eficientemente se o controle não é o adequado (correto) ainda que tenha sido projetado corretamente.

Os incrementos de custos da eletricidade e a contínua ênfase na conservação da energia, estão direcionando os trabalhos de pesquisa para o desenvolvimento de novas tecnologias que sejam economicamente viáveis em novos sistemas de HVAC. Procura-se, então, aprimorar o desempenho dos sistemas de refrigeração de compressão a vapor, reduzindo o consumo de energia dos diferentes componentes tais como: ventiladores do evaporador, compressores, bombas de refrigeração do compressor, ventiladores do condensador e bombas ou equipamentos de descongelamento do evaporador. Esta redução no consumo de energia pode ser obtida através de mudanças nos equipamentos, assim como nos procedimentos de controle e gerenciamento do sistema.

Operando estes equipamentos próximos de seu limite de eficiência termodinâmica pode-se diminuir o consumo de energia. Porém, maximizando individualmente a eficiência dos componentes não necessariamente garante um consumo global mínimo para todo o grupo de componentes de um determinado sistema. Outra opção para minimizar o consumo de energia está no controle supervisionado dos componentes do sistema.

Este trabalho de tese apresenta a construção, instrumentação, controle e avaliação de uma bancada de testes de um sistema de acondicionamento de ar com armazenamento de energia térmica, utilizando banco de gelo; integrando os princípios de projeto térmico, projeto eletrônico, programação de computadores e técnicas de controle que levam a aumentar a eficiência do sistema diminuindo tempos de aquisição, comunicação e armazenagem de informações das variáveis e grandezas físicas e permitindo manter apropriadamente as condições normais de operação do sistema em função das principais variáveis do processo, avaliação e gestão do sistema.

Devido ao fato de tratar-se de um assunto muito abrangente, que envolve tanto conhecimentos sobre refrigeração, eletrônica, programação de computadores, instrumentação, controle de acionamentos, buscou-se uma forma para estabelecer uma visão básica sobre o sistema e concentrando-se no controle do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, inicialmente controlando o grau de superaquecimento através do controle da abertura da válvula de expansão e trabalhando com o compressor a velocidade constante em sua rotação máxima (4500 rpm.). A partir deste controle foi implementado um outro controle que trabalha regulando simultaneamente a velocidade do compressor e a abertura da válvula de expansão. Estes controladores propostos utilizam a lógica difusa baseada num conhecimento particularmente experimental, numa área de pesquisa de grande relevância para a comunidade científica.

Esta tese consiste em oito capítulos. O capítulo 1 é uma introdução onde apresenta-se uma justificativa, os objetivos e a estrutura do trabalho. No capítulo 2 apresenta-se uma revisão da literatura sobre malhas de controle em sistemas de refrigeração com armazenamento de energia em bancos de gelo. No desenvolvimento do trabalho, mais especificamente no capítulo 3, é apresentada a descrição da bancada de ensaios formada por três subsistemas: subsistema do ciclo por compressão de vapor, subsistema do ciclo de refrigerante secundário com armazenamento térmico, e subsistema de condicionamento do ar. No capítulo 4 descreve-se os componentes do sistema de aquisição de dados e controle, constituídos de um computador; duas placas de aquisição de dados; condicionadores de sinal; sensores de temperatura, pressão, vazão e deslocamento; circuitos de comando do motor de passo, das válvulas solenóides, dos inversores de frequência e das chaves. O capítulo 5 apresenta a implementação do sistema de monitoramento e controle da bancada de testes do sistema de armazenamento térmico utilizando bancos de gelo que foi desenvolvido especificamente para este trabalho. No capítulo 6 são apresentados e discutidos conceitos básicos da lógica difusa utilizada no controle do ciclo de refrigeração por compressão de vapor para sistemas de refrigeração de pequeno porte. O capítulo 6 apresenta também o controlador difuso utilizado nos testes experimentais realizados na bancada de ensaios. No capítulo 7 são apresentados os resultados experimentais. O trabalho se encerra com o capítulo 8 onde são apresentados os comentários, as conclusões e as propostas de desdobramentos para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão da literatura

A revisão bibliográfica aborda os diferentes métodos de controle de sistemas de refrigeração com armazenamento térmico, focalizando os três principais subsistemas: ciclo de refrigeração, fluido secundário com armazenamento térmico e sistema de ar condicionado.

2.1 Sistema de refrigeração por compressão de vapor

Uma malha de controle tradicional de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composta por quatro elementos básicos: controlador, atuador (motores a passo, solenóide, atuador termostático, etc.), processo (trocador de calor, ventilador, etc.) e o sensor de retroalimentação. O desempenho de uma malha de controle com retroalimentação depende das características destes elementos dentro da malha. Este desempenho pode ser avaliado em termos de *overshoot*, estabilidade, precisão, sensibilidade, resolução e resposta no tempo.

Shavit e Wruck (1997) propõem que alguns objetivos do controle poderiam ser: manter estável a operação, minimizar o erro, manter o erro dentro de uma faixa dada, minimizar a resposta no tempo, minimizar o *overshoot*, minimizar o tempo de acionamento do atuador. Estes autores concluíram que os objetivos do controle podem ser contraditórios embora o projetista/usuário deva estabelecer prioridades para atingir o desempenho desejado.

Muitas experiências têm sido feitas na procura da otimização do grau de superaquecimento, entre essas mencionamos as de Silva (1994) e Castle et al. (1999), que descrevem a avaliação e comparação de uma válvula termostática convencional e uma válvula de expansão eletrônica, mostrando que esta última apresenta uma faixa mais ampla de estabilidade frente as mudanças de

carga térmica no evaporador. Este comportamento favorável da válvula de expansão eletrônica foi observado mesmo quando o controle no grau de superaquecimento do refrigerante foi obtido mediante a aplicação de métodos convencionais (PD, PI ou PID) com uma só entrada e uma só saída (SISO), onde o desempenho do sistema de controle é baixo, dadas as limitações da estrutura de controle utilizada e a dificuldade de sintonia do controlador.

Schmidt (1999) comenta as instabilidades características presentes no controle do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. A partir de uma análise comparativa da malha de controle, utilizando quatro classes diferentes de atuador (com bulbo sensor, semi-elétrica, motor a passo e solenóide), o autor conclui que a válvula de expansão com acionamento totalmente eletrônico (motor a passo) é a que apresenta maiores vantagens ainda que seu controle chegue a ser mais complicado.

As teorias modernas de controle podem apresentar uma boa contribuição no que se refere ao controle de ciclos por compressão de vapor utilizados em sistemas de refrigeração, devido aos avanços das técnicas de controle envolvendo múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO), cujas vantagens podem ser aproveitadas na correta coordenação entre a abertura da válvula de expansão, velocidade dos ventiladores e a velocidade do compressor, melhorando o comportamento do grau de superaquecimento, amortecendo perturbações externas, ampliando a faixa de trabalho e modulando efetivamente a capacidade do sistema. Fredsted e Bernardi (1999) apresentam resultados experimentais obtidos num projeto onde desenvolvem um controlador PID com múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO) e concluem que a técnica de controle da velocidade do compressor depende do desenvolvimento de motores e compressores com inversores baratos, que no momento ainda estão em estudo tanto na parte tecnológica quanto na seleção de estratégias de controle mais adequadas.

Os métodos normalmente empregados no controle da capacidade de um sistema de refrigeração são: controle liga/desliga, *bypass* de gás quente, controle de temperatura no evaporador, controle do volume da câmara, controle de múltiplos compressores, cilindro sem carga e controle da velocidade variável do compressor. Tasou e Quereshi (1998) apresentam um estudo teórico de vários métodos de controle da capacidade de refrigeração, sob condições de carga total e parcial, concluindo que a técnica mais eficiente do ponto de vista energético é o controle da velocidade variável e compressores múltiplos, como se pode observar no gráfico apresentado na Figura (2.1).

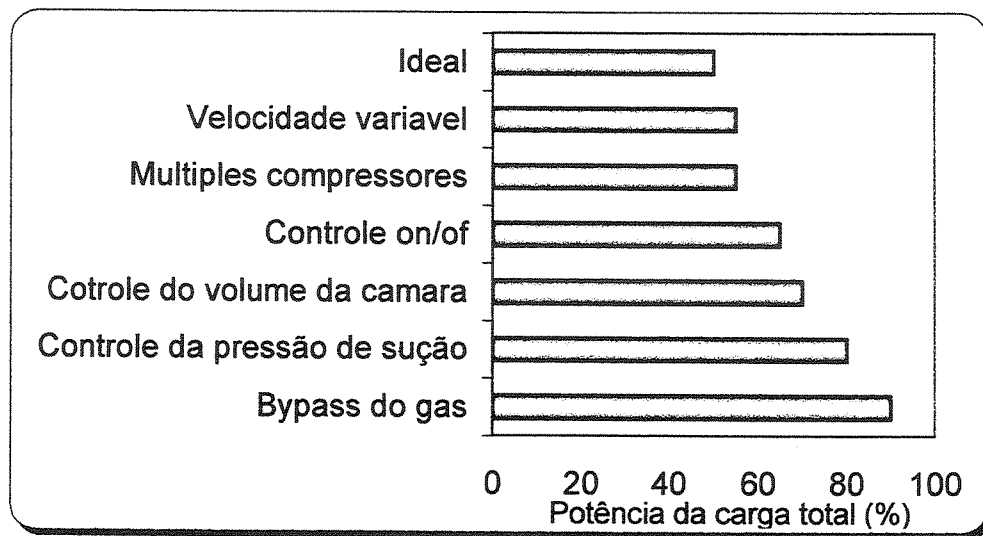


Figura 2.1. Métodos de controle da capacidade de refrigeração sob condições de carga parcial, segundo Tasou e Quereshi (1998).

As principais vantagens que o uso de controle de velocidade variável oferece, como método de controle de volume ou fluxo de refrigerante em ciclos por compressão de vapor, podem ser resumidas em:

- Reduz custos operacionais e de manutenção, quando são selecionados e instalados apropriadamente. O controle de velocidade variável, sendo um dos métodos mais versáteis de controle, diminui o consumo de energia em até 40%.
- Elimina sistemas de controle complexos (paletas guias de entrada, válvulas de borboleta, etc.)
- Permite um controle preciso e suave (melhor disponibilidade para acompanhar as alterações de carga)
- Fornece maior eficiência quando trabalhando sob cargas parciais.

Segundo Tassou e Qureshi (1998), a aplicação do conceito de velocidade variável para compressores em refrigeração comercial tem progredido lentamente devido aos seguintes fatores:

- O Insuficiente desenvolvimento e integração dos controles de velocidade variável e dos compressores. A maioria dos sistemas disponíveis comercialmente consiste de inversores de propósito gerais acoplados a compressores rotativos ou alternativos.

- O emprego de controles de variação de velocidade de propósito geral, com grande número de componentes adicionais contribui substancialmente para o aumento de custo de capital do equipamento, o que torna não atrativo para os investidores na indústria.
- O pobre desempenho inicial da instalação, principalmente como resultado de um inadequado desenvolvimento do sistema de controle.
- A geração de harmônicos pelo inversor, que afeta tanto a rede de energia quanto o próprio motor, reduzindo a eficiência a baixas velocidades.

A diferença básica entre um sistema de refrigeração com velocidade variável e um sistema de refrigeração convencional está no controle da capacidade do sistema sob condições de carga parcial. Em sistemas de refrigeração com velocidade variável a capacidade de refrigeração sob carga parcial é atingida regulando a velocidade do motor do compressor. Um sistema integrando controle com velocidade variável e controle eletrônico do superaquecimento fornece o melhor desempenho do processo. Nesse caso, os objetivos dos algoritmos de controle são minimizar o superaquecimento do refrigerante no evaporador e a rotação do compressor, para atingir a carga de refrigeração.

Tem sido discutido pela Energy Efficiency Office (1989) alguns dos requisitos básicos de um compressor para aplicações com controle de velocidade variável:

- Lubrificação apropriada a baixas e altas velocidades já que uma lubrificação inadequada pode incrementar o superaquecimento e perdas por atrito nos componentes do compressor e muita lubrificação a altas velocidades pode danificar os selos e juntas. Um desenho não apropriado do sistema de lubrificação pode reduzir o desempenho, a confiabilidade e vida do compressor.
- A estrutura de um compressor normalmente é projetada de tal forma que a frequência imposta seja diferente de sua frequência natural. Num compressor com velocidade variável o projeto é mais complexo pelo fato que as velocidades impostas tem que ser diferentes a sua frequência natural.
- As válvulas de compressores que operam a velocidade fixa podem não estar apropriadamente projetadas para trabalhar com velocidade variável, aumentando as ineficiências das válvulas.
- A capacidade do compressor deve variar na mesma proporção que a velocidade e a eficiência do compressor pode diminuir dentro da faixa de velocidade requerida.

2.2 Sistema do fluido secundário de resfriamento com armazenamento de energia

O armazenamento de energia térmica em sistemas de ar condicionado é uma tecnologia de gestão (gerenciamento) das mudanças de carga, produzindo e acumulando capacidade frigorífica durante as horas de mais baixa demanda de eletricidade (horas fora de ponta), antecipando os períodos de carga máxima e reduzindo os custos de energia.

As vantagens de sistemas com armazenamento térmico sobre sistema de ar condicionado convencional são:

- Comparado com o sistema de ar condicionado convencional a capacidade da planta de refrigeração pode substancialmente ser reduzida
- O chiller trabalha com 100% de sua capacidade durante o período de operação do sistema de armazenamento de frio. Por isso, a planta trabalha em sua eficiência ótima, diferente do sistema convencional, que opera com cargas parciais durante a maior parte de sua vida útil.
- Sistemas de armazenamento de frio mudam o consumo elétrico da unidade de refrigeração para o período noturno, onde a temperatura ambiente é menor que no período diurno e, conseqüentemente, obtém-se uma melhoria na eficiência da planta, comparada com a operação durante o período diurno.
- A instalação de um sistema de armazenamento de frio em prédios pode reduzir a capacidade necessária do chiller e, conseqüentemente, o tamanho da carga de gás refrigerante, reduzindo assim o potencial de emissões de CFC para a atmosfera.

As estratégias de operação de sistemas de refrigeração com armazenamento térmico estão baseadas em prioridades relativas de custo, mudanças de carga e consumo de energia e são definidas como armazenamento total e armazenamento parcial.

Armazenamento total diminui os custos de energia do sistema de refrigeração pelo deslocamento das horas dos máximos picos de energia para as horas fora de pico. O armazenamento até a capacidade máxima do tanque (banco de gelo) requer uma grande capacidade de refrigeração e armazenamento, além da possibilidade de parte desta energia ficar remanescente no tanque devido a uma baixa carga térmica, trazendo assim ineficiência ao sistema. O armazenamento total é recomendável quando a demanda de picos de carga é alta ou quando os períodos são relativamente curtos. Com o emprego desta estratégia os custos de energia podem-se reduzir em 10 ou até 20 % comprando com um sistema de refrigeração

convencional. Trabalhos experimentais como o desenvolvido por Florino (1992) discutem os objetivos, estratégias, métodos, projetos, operação, dimensões, custos e desempenho de um sistema com armazenamento total. O sistema é manualmente operado através de uma válvula de controle e atinge uma redução de consumo de aproximadamente 12 % do ponto de vista energético. Num outro trabalho experimental, Mc Neil (1992) monitora um sistema que utiliza como estratégia de operação o armazenamento total e a demanda limite de carga, analisando do ponto de vista de custos e operação, associando as demandas de carga térmica com a carga do compressor. O controle neste sistema inclui um temporizador e um sensor de espessura do gelo. Em trabalhos teóricos, Carey et al. (1995) utilizam técnicas de simulação para avaliar o tamanho de um sistema de armazenamento de banco de gelo para vários perfis de carga, tanto para sistemas de armazenamento total quanto parcial.

O sistema de *armazenamento parcial* é popular pelo fato de ter custo inicial baixo, mas apresenta dificuldade para manter o conforto e minimizar custos de operação ao mesmo tempo. Estratégias de controle de sistemas de armazenamento parcial são classificadas na Figura (2.2). Dorgan e Elleson (1993), Braun (1992), Rawlings (1985) e Dorgan et al. (1999) apresentam classificações similares. Uma visão geral das tecnologias e aplicações de armazenamento térmico, além dos modos de operação e estratégias de controle é apresentada em ASHRAE (1999).

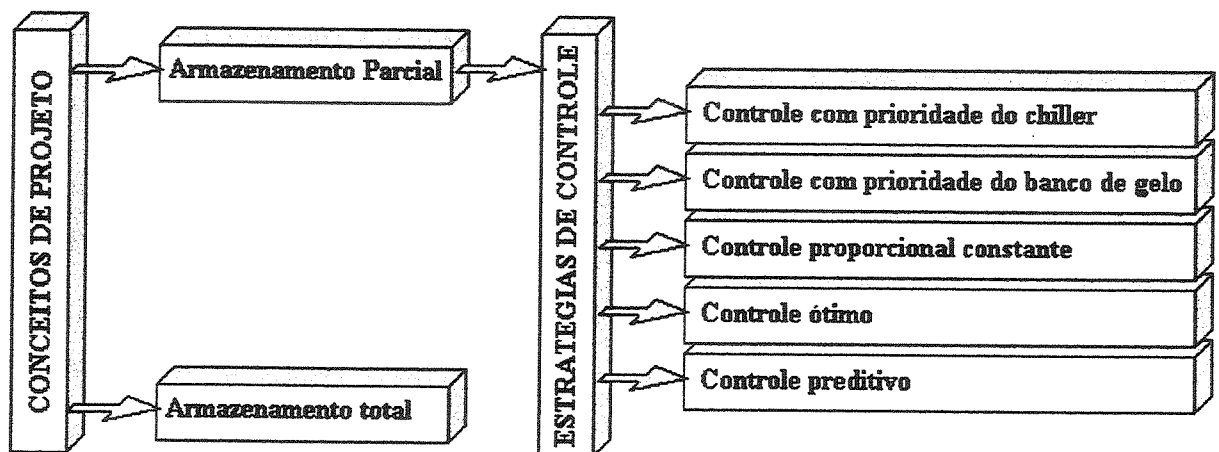


Figura 2.2 Classificação dos sistemas de armazenamento térmico.

As estratégias de operação de um sistema de refrigeração com armazenamento térmico definem:

- O método de controle global do sistema de armazenamento térmico com o objetivo de alcançar o regime de operação para o qual o equipamento foi projetado.
- Como o sistema deve ser controlado em um modo de operação específico.
- Qual equipamento está em operação devido à ação individual da malha de controle, incluindo os valores de seus pontos de referência, em resposta às mudanças na carga e de outras variáveis.

No modo de controle com prioridade do chiller, a carga térmica é primeiro satisfeita pelo chiller operando durante um certo intervalo de tempo. Durante a operação do chiller, o banco de gelo somente é utilizado se a carga térmica ultrapassa a capacidade do chiller. Por isso o controle é simples, sendo esta, a estratégia de controle mais popular para o sistema de armazenamento parcial. O inconveniente é que o gelo armazenado pode não ser totalmente utilizado, fazendo com que o chiller trabalhe durante as horas pico de forma desnecessária. Elleson (1996) fornece uma visão geral das estratégias de operação e de controle para sistemas de armazenamento de frio. A estratégia de operação é determinada pela combinação da capacidade do chiller e do armazenador que fornecem a capacidade térmica para o perfil de carga projetado. A estratégia de controle detalha como o equipamento em um dado sistema deve ter sua modulação inserida no ciclo liga – desliga.

Um sistema de controle com prioridade do banco de gelo opera o chiller o mínimo possível durante o período com carga térmica. O chiller funciona somente se a carga supera a capacidade de saída do banco de gelo. Geralmente o chiller entra em operação quando a temperatura na saída do banco de gelo ultrapassa um ponto de referência predeterminado. Idealmente esta estratégia pode diminuir os custos de operação e demanda de carga, mas tem-se alguma dificuldade na prática. Primeiro, o controle da capacidade do chiller é difícil (e as vezes custoso) para atingir a capacidade adequada em todos os níveis; além disso, a estratégia pode não satisfazer o pico de carga num dia quente, pelo fato de que o gelo funde mais rápido do que o esperado. Os picos de carga usualmente são maiores que a capacidade total do chiller e o conforto pode não ser garantido.

Spethmann (1989) descreve os resultados de um projeto na área de controle de armazenamento de frio, apresentando-o como um problema de otimização de variáveis, para minimizar a demanda de carga e custos de energia. Este projeto foi implementado no controle supervisionado de armazenagem de frio num sistema convencional de refrigeração de um prédio,

adicionando um sistema de automação com um controle digital direto através de um computador, prevendo os níveis máximos e mínimos de temperatura do ar nos próximos dias, o perfil histórico com seus fatores de influência utilizando como variáveis de entrada a temperatura da água do chiller, a carga térmica do chiller, inventário do armazenamento, temperatura ambiente e demanda elétrica. Os dados eram atualizados a cada hora e enviados para o programa supervisor que acompanhava as estratégias de otimização. Como resultado, foi obtido redução de custos de 16% simulando um controle com prioridade do banco de gelo e 42% no caso de controle com prioridade do chiller.

Simmonds (1994) examina as estratégias de controle de uma série de arranjos de sistemas de chillers e sistemas de armazenamento térmico, destacando duas séries de arranjos: prioridade do chiller e prioridade do banco de gelo. A sequência de controle emprega uma válvula de três vias no trocador de calor para manter constante a temperatura de entrada no sistema de resfriamento, misturando a água de retorno do sistema com a água gelada do banco de gelo.

Dorgan e Dorgan (1995) apresentam os resultados da operação de um sistema de armazenamento de gelo num prédio durante um período de nove meses. Os resultados apresentados com respeito ao consumo total de energia para um sistema com armazenamento foi 28% menor que para um sistema sem armazenamento. A sequência de operação original consistia de um controlador ótimo para determinar a quantidade de gelo requerido para o próximo dia e utilizava a estratégia de controle de prioridade do chiller. Não obstante, o sistema foi operado usando estratégia de controle de prioridade do banco de gelo, com o tanque de armazenamento sendo totalmente carregado cada noite.

No modo de controle proporcional constante o chiller e o tanque de gelo se encarregam cada um de uma porcentagem de carga térmica durante o tempo de solicitação. Neste caso é difícil (e usualmente caro) controlar a capacidade do chiller num patamar desejado. Esta estratégia tem a vantagem de trabalhar durante os picos de carga com a energia proveniente do banco de gelo combinada com a do chiller. A porcentagem de operação do chiller durante as horas de pico de carga pode ser otimizada, com o objetivo de descarregar totalmente o tanque de gelo ao final da sessão de trabalho, quando temos disponível uma predição de carga.

O modo de controle ótimo envolve armazenamento com carga e descarga de tal forma que o custo total de operação do sistema dentro de um período fixo de tempo seja minimizado. O objetivo muitas vezes focaliza-se em minimizar a energia total ou a demanda dos picos da energia

elétrica dependendo da estrutura de tarifas. Um dos problemas do método de controle ótimo é a necessidade de uma previsão de carga de refrigeração dos próximos dias. Erros na previsão do tempo e a complexidade das cargas térmicas de um prédio tornam difícil a implementação do controle ótimo.

Henzen et al. (1997) avaliam diferentes estratégias de controle para sistemas com armazenamento parcial através do desenvolvimento de um meio ambiente simulado, com o objetivo de minimizar o custo total de operação, comparando controle ótimo com controle de prioridade do chiller, controle proporcional constante e controle com prioridade do banco de gelo.

Knebel (1990) define os métodos de controle ótimo para um sistema de armazenamento de energia térmica com banco de gelo. Os objetivos de controle ótimo são minimizar o consumo de energia por ano do sistema de chiller com armazenamento, controlando os ciclos de formação e fusão de gelo. O modelo computacional do chiller com banco de gelo apresentou economias da ordem de 20%

Braun (1992) faz uma comparação das estratégias de controle para um sistema de banco de gelo com armazenamento parcial, avaliando o controle ótimo, controle perto do ótimo e controle com prioridade do chiller. A estratégia de controle perto do ótimo consiste em operar o chiller para uma vazão de refrigeração constante (limitando a demanda) de modo que o tanque de armazenamento esteja descarregado ao final do período fora de pico. O controle ótimo envolve armazenamento (carga e descarga) tal que o custo total de operação do sistema no dia seja minimizado.

Spethmann (1993) examina os princípios do controle ótimo para armazenamento de frio para quatro opções disponíveis de estratégias de controle: prioridade do armazenamento sem inventário penalizado (utiliza ao máximo possível o armazenamento pelo fato que este diminui custos de energia), prioridade do armazenamento com inventário penalizado (não armazena mais do que pode ser utilizado devido à penalidade), prioridade do chiller e inventário não penalizado (armazenar é mais caro, é utilizado só para baixar os custos da demanda), prioridade do chiller e inventário penalizado (armazena somente o que requer para o próximo dia).

Daryanian e Norford (1994) examinam estratégias dinâmicas de controle ótimo para sistemas HVAC. Além disso, determinam o tamanho do equipamento para minimizar o uso de potência elétrica ou custos de operação, apresentando o algoritmo de otimização passo a passo. A

partir de resultados experimentais concluem que se tem uma economia de 19 % para um sistema de grande porte e 32 % para sistema de pequeno porte.

Krarti et al. (1995) apresentam um relatório final de uma pesquisa sobre estratégias de controle para sistemas com armazenamento de gelo. As estratégias de controle analisadas são prioridade do chiller, prioridade de armazenamento e controle ótimo.

Drees and Braun (1996) descrevem o desenvolvimento e avaliação de uma estratégia de controle perto do ótimo para sistema com armazenamento de gelo. Programação heurística e dinâmica foram usadas sequencialmente para avaliar o sistema. O objetivo foi desenvolver uma estratégia de controle simples para sistemas com armazenamento de gelo tendo em conta a operação do sistema durante as horas de pico e fora de pico.

Ruchti et al. (1996) descreve um controle perto do ótimo que pode ser utilizado para sistemas com armazenamento parcial que empregam tanque de armazenamento de gelo com sistema de descongelamento interno. A técnica proposta ajusta a solução do controle ótimo através de programação dinâmica para um sistema simulado de armazenamento parcial dentro de um período de 24 horas, compreendendo o uso de custos de energia e demanda de carga.

King e Potter (1998) apresentam um modelo de uma unidade de refrigeração para avaliar o controle ótimo de um sistema de armazenamento de energia com banco de gelo. No modelo foram calculados o consumo de potência do chiller, torre de refrigeração, bombas e ventiladores e o consumo total de energia em diferentes faixas e condições de operação. Seis modos de operação diferentes são apresentados na simulação: o banco de gelo satisfaz a demanda da carga térmica e o chiller não opera, o banco de gelo e chiller trabalham simultaneamente para atender a demanda de carga térmica, banco de gelo desligado e o chiller satisfaz a demanda da carga térmica, o chiller trabalha para produzir gelo e ao mesmo tempo satisfazer a carga térmica, chiller só trabalha produzindo gelo, sem carga (sistema inativo).

O controle predictivo, onde a estratégia de controle para operar o chiller é baseada na predição das cargas horárias durante ciclos de 24 horas, utiliza diferentes métodos como: modelo de séries no tempo, modelos de regressão e modelo de redes neurais artificiais. Trabalhos teóricos desenvolvidos por Hittle e Smith (1994) apresentam os resultados do consumo de energia num sistema de armazenamento de gelo com ou sem recuperação de calor e com ou sem sistema de distribuição de ar frio. Simulações de um prédio em climas diferentes fornecem as bases de

comparação. A carga térmica dos últimos dias é utilizada como base para estimar a quantidade de gelo que seria necessário fundir no próximo dia.

Kawashima et al. (1996) apresentam os resultados de uma simulação de um sistema com armazenamento parcial que utiliza redes neurais no controle predictivo da carga. Embora as pesquisas indiquem que prioridade do chiller, prioridade do armazenamento e proporcional constante sejam as técnicas de controle mais comuns, o controle predictivo através da previsão da carga horária pode ser usado para reduzir ainda mais os custos de operação. Na análise de custos e energia, os dados mostraram que o consumo total de eletricidade com controle predictivo foi 6,9% maior que com controle com prioridade do chiller, porém os custos de operação com controle predictivo foram 13,5% menores comparados com controle com prioridade do chiller.

Gibson (1996) apresenta um controle supervisionado para um sistema de refrigeração central de um prédio que avalia a operação dos equipamentos (chiller, banco de gelo, etc.) operando de forma autônoma no sistema de controle e administração do consumo de energia. Redes neurais artificiais são usadas para modelar o comportamento dinâmico do prédio (predizendo a carga térmica) e do consumo de energia dos equipamentos; e algoritmos genéticos são usados para otimização (qualidade da refrigeração, ciclo dos equipamentos e custos). Os resultados estimados dos perfis de carga e de refrigeração são comparados com os critérios de conveniência básicos, que incluem custos de energia, operação e manutenção. Os custos de operação e manutenção são fornecidos pelo operador durante a atualização de custos energia/demanda baseados nas políticas de tarifação que estão em uso, desenvolvendo assim uma estratégia de otimização.

Massie et al. (1997) discutem o uso das redes neurais para modelar equipamentos mecânicos usados em sistemas de armazenamento térmico. Redes neurais podem ser facilmente atualizadas em tempo real se mudarem as características operacionais dos equipamentos, sendo uma metodologia que pode ser usada para modelar característica de alta não linearidade encontrada nos equipamentos mecânicos que trabalham com cargas parciais. Neste trabalho a modelagem do equipamento foi realizada por desenvolvimento de uma rede neural para prever a carga térmica do chiller e potência consumida. Outra rede neural foi desenvolvida para prever a carga/descarga do banco de gelo. Os dados para treinamento da rede foram tomados através de um sistema de aquisição de dados de um HVAC de 67 toneladas de refrigeração e de um banco de gelo com capacidade de 6560 litros com sistema de fusão interno. Os testes para determinar as

características do chiller foram: chiller a máxima carga e a carga parcial; estado estático aumentando e diminuindo a carga; temperatura variável do ar de saída e temperatura do evaporador variável. Um segundo conjunto de testes foi desenvolvido para coletar dados para o banco de gelo e para o chiller, carregando e descarregando à máxima capacidade de calor sensível e latente. O modelo previa o desempenho médio num determinado intervalo de tempo.

2.3 Sistema da unidade de acondicionamento do ar

Com o desenvolvimento da tecnologia da eletrônica de potência nas últimas décadas, acionamentos de velocidade variável (tais como acionamentos para motores de indução) tiveram seu uso incrementado na indústria e em aplicações domésticas, pelo fato de serem mais eficientes e de diminuir o consumo de energia. O uso de VAV em sistemas de ar condicionado, utilizando variador de velocidade nos motores de indução atinge economias de energia de até 50% (com o inconveniente de que o variador de velocidade gera altos níveis de ruído acústico).

Spitler et al. (1986), compararam o desempenho da energia de três métodos de modulação para um ventilador centrífugo: registro de descarga, válvula de admissão e controle da velocidade do motor. Os resultados apresentados concluíram que o ventilador com inversor de frequência oferece as maiores economias de energia comparado com os outros dois métodos.

Englander e Norford (1992), quantificaram a economia de energia que pode ser atingida com VAV como meio de controle da pressão da entrada do duto e do retorno do ar. Eles propõem dois métodos para o controle do ventilador para minimizar a pressão estática: um algoritmo de controle PI modificado e um algoritmo heurístico. Os dois métodos regulam a pressão estática e velocidade do ventilador diretamente, usando um controle PI.

Kasahara et al. (1998), desenvolveram um modelo autoregressivo multivariável (AR) para usar na implementação de controladores ótimos em HVAC; regulando a temperatura e umidade do ambiente. Estes modelos foram verificados em simulação e experimentalmente.

Shengwei Wang (1999) desenvolveu um modelo dinâmico para simular as características térmicas, hidráulicas, de meio ambiente e mecânicas para avaliar o desempenho energético de um prédio com sistema de condicionamento de ar VAV sob o controle do programa Energy Management and Control System (EMCS).

Capítulo 3:

Descrição da bancada de ensaios

A bancada de ensaios consiste em um sistema de ar condicionado com armazenamento de energia utilizando banco de gelo, cuja configuração esquemática é mostrada na Figura (3.1).

A bancada é formada por três subsistemas: subsistema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, subsistema do ciclo de refrigerante secundário com armazenamento térmico e subsistema de acondicionamento do ar.

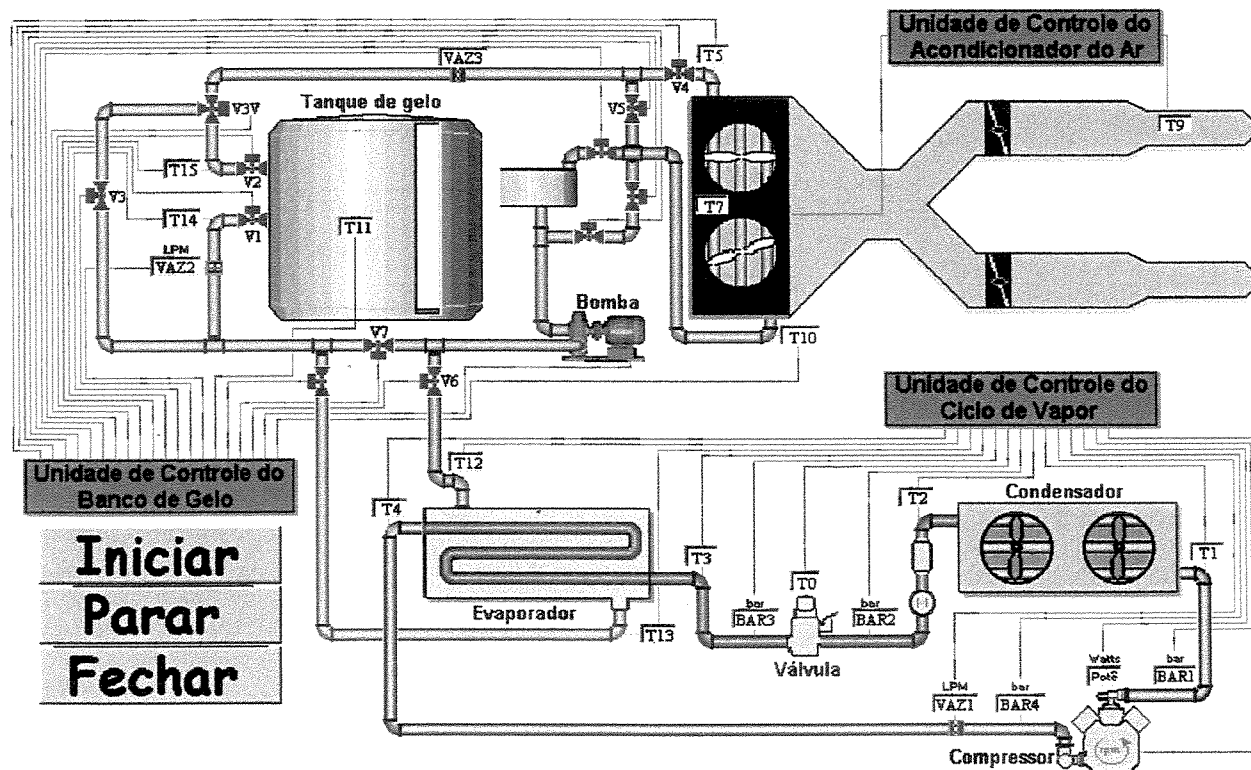


Figura 3.1 Configuração esquemática da bancada de testes.

3.1 Subsistema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O sistema formado pelo ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem a função de absorver o calor gerado pela carga térmica (ou capacidade frigorífica), com o mínimo possível de consumo de energia e rejeitá-lo para a atmosfera.

Os componentes básicos de um ciclo por compressão de vapor estão indicados na Figura (3.2). O *condensador* tem como função rejeitar o calor absorvido pelo fluido refrigerante para a atmosfera. No *evaporador* é absorvida a carga térmica do sistema de resfriamento através da vaporização do refrigerante. O *compressor* eleva a pressão e temperatura do fluido refrigerante proveniente do evaporador. O sistema de *controle do fluxo de refrigerante* regula a vazão de refrigerante líquido que entra no evaporador e mantém a diferença de pressão entre os lados de alta e baixa pressão do ciclo, com o objetivo de permitir vaporização do refrigerante na condição desejada de baixa pressão no evaporador e ao mesmo tempo efetuar a condensação na alta pressão necessária no condensador.

Os tipos mais comuns de controle de fluxo de refrigerante são:

- Tubo capilar: é a forma mais simples de controle e consiste de uma tubulação de diâmetro pequeno e comprimento fixo que atua para restringir a passagem do líquido.
- Válvula de expansão termostática: é a mais utilizada, regula a vazão de refrigerante que vai para o evaporador mantendo constante o grau de superaquecimento na entrada do compressor quando o bulbo sensor é colocado na linha de sucção.

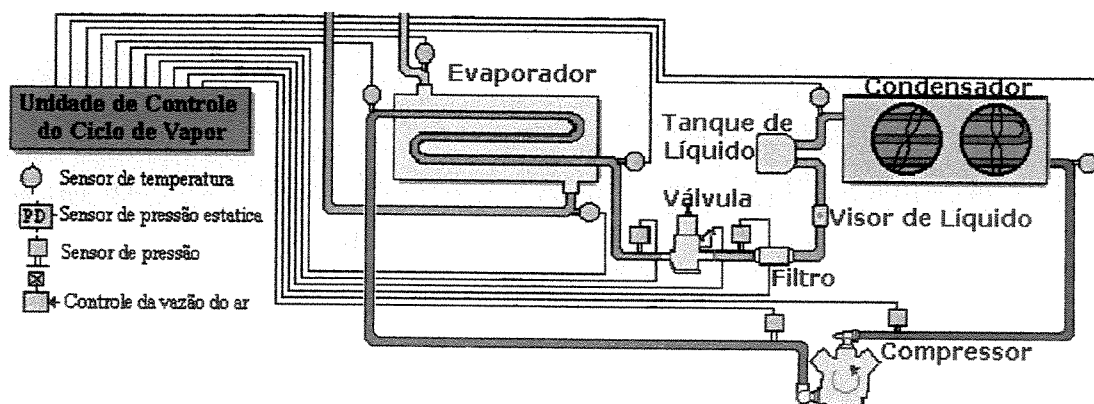


Figura 3.2 Ciclo por compressão de vapor.

Para o controle do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, existem quatro diferentes propriedades que podem ser usadas individualmente ou em forma combinada: temperatura, pressão, conteúdo de líquido e o sinal mínimo estável. Todos esses parâmetros têm vantagens e desvantagens que no presente trabalho não serão analisadas.

O subsistema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor trabalha com fluido refrigerante R134a sendo formado por um compressor alternativo hermético de capacidade variável (VCC) com dispositivo eletrônico para controlar a velocidade de rotação desde o computador e cujas especificações técnicas são apresentadas na Tabela (3.1)

Tabela 3.1 – Especificações técnicas do compressor.

Refrigerante	R134a
Volume [cm ³]	7.95
Capacidade frigorífica [Watt]	121 – 750
Consumo de potência [Watt]	76 – 313
Velocidade [rpm]	1600 – 4500
Modelo	VEG T8H
Fabricante	Embraco
Medido à temperatura de evaporação de -23,3C	

O condensador é um trocador gás-líquido com capacidade de 1/3 de hp e tubulação de 6 mm de diâmetro interno que acopla o filtro secador e visor de líquido à válvula de expansão.

A válvula de expansão termostática (TEV) é constituída por um mecanismo de deslocamento de uma agulha e duas câmaras separadas por um diafragma metálico denominadas: câmara de refrigerante e câmara do bulbo. A pressão gerada pelo fluido, localizado na câmara do bulbo sensor de temperatura (ver figura 3.3), atua na parte superior do diafragma e é contraposta com a pressão do refrigerante contido na câmara de refrigerante localizada na parte inferior da válvula. Quando a temperatura na saída do evaporador é maior que a temperatura de superaquecimento previamente estabelecida, é então gerada uma sobre-pressão no gás dentro do bulbo que ultrapassa a pressão do evaporador e faz com que a válvula abra até atingir o equilíbrio

das pressões no diafragma. Caso contrário, ou seja, quando a temperatura na saída do evaporador é menor que a temperatura de superaquecimento, uma queda de pressão no bulbo sensor é gerada, deslocando o diafragma no sentido do fechamento.

O projeto da válvula de expansão eletrônica foi idealizado através de uma válvula termostática convencional balanceada externamente com especificações técnicas apresentadas na Tabela (3.2).

Em relação à configuração convencional, retirou-se a câmara do bulbo sensor, sendo substituída por um mecanismo de atuação que consiste num motor de passo acoplado a um sistema multiplicador de torque (formado por um conjunto de engrenagens) que acionam uma came atuando sobre o diafragma (Fig. 3.4) e fazendo que a haste se desloque produzindo a abertura ou fechamento da válvula de expansão.

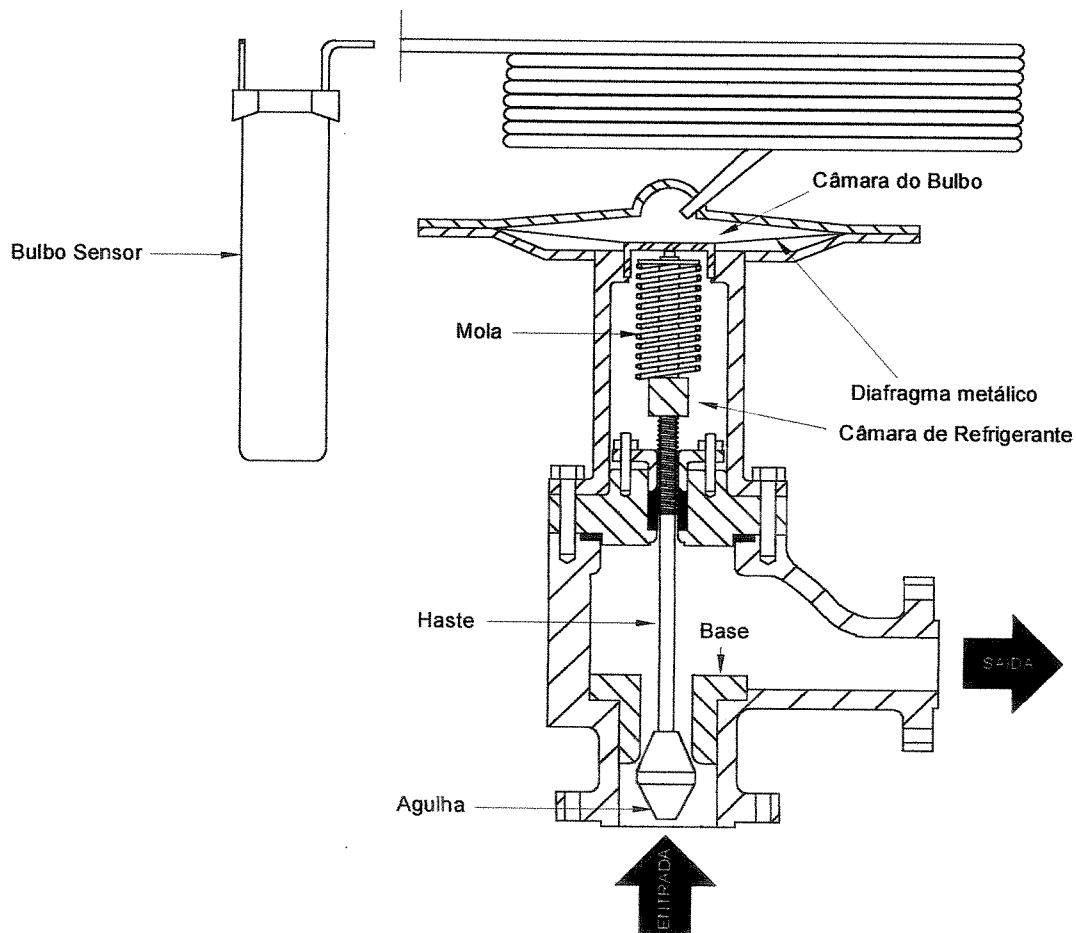


Figura 3.3 Configuração da válvula de expansão termostática.

Tabela 3.2 – Especificações técnicas da válvula de expansão termostática

Refrigerante	R22
Orifício	No. 1
Capacidade frigorífica [TR]	12
Modelo	TQ 5
Fabricante	Danfoss

A Figura (3.5) mostra as dimensões finais depois de modificada a agulha e a base da válvula de expansão, passando de 5.5 mm de diâmetro para 4 mm o diâmetro interior da base e modificando o ângulo do cone da agulha de 58 graus para 12 graus, o que permite atingir um deslocamento vertical da haste da válvula de 1.8 mm (máxima abertura da válvula).

Potenciômetro

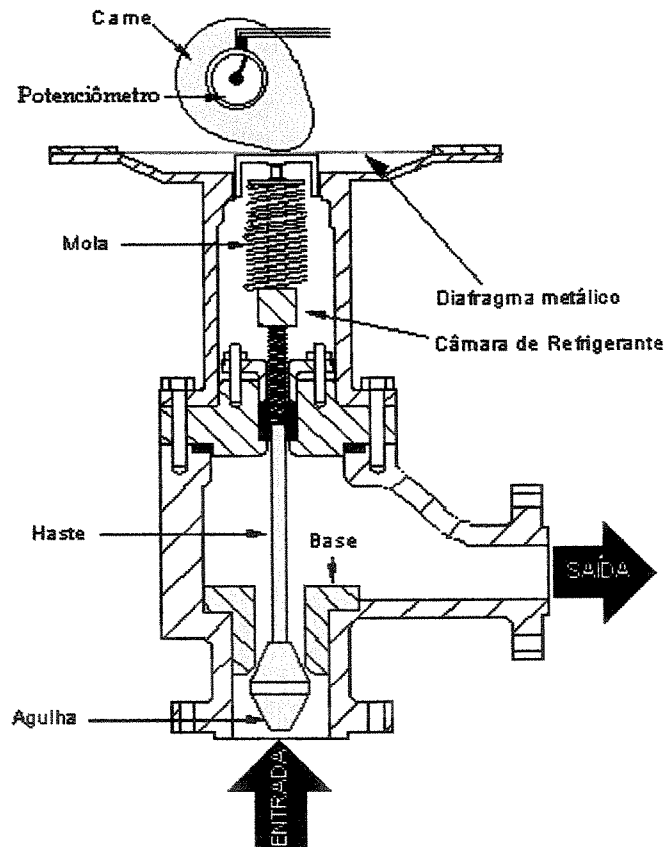


Figura 3.4 Configuração da válvula de expansão termostática modificada.

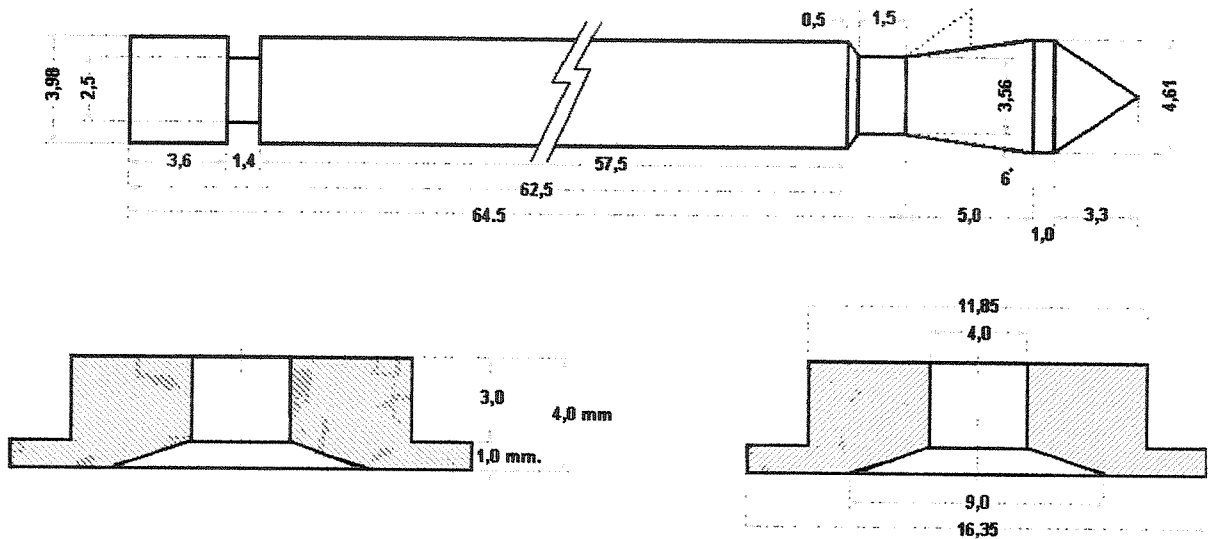


Figura 3.5 Configuração da agulha e base da válvula de expansão.

O evaporador é um trocador de calor com fluxo em contracorrente de tubos concêntricos onde o fluido refrigerante R134a escoa pelo interior de um tubo de cobre com 1300 mm de comprimento e diâmetro interno de 6 mm. O fluido secundário de refrigeração (água + etileno glicol 20% em volume) circula pela área anular do trocador com 17 mm de diâmetro interno do tubo exterior conforme ilustrado na Figura (3.6).

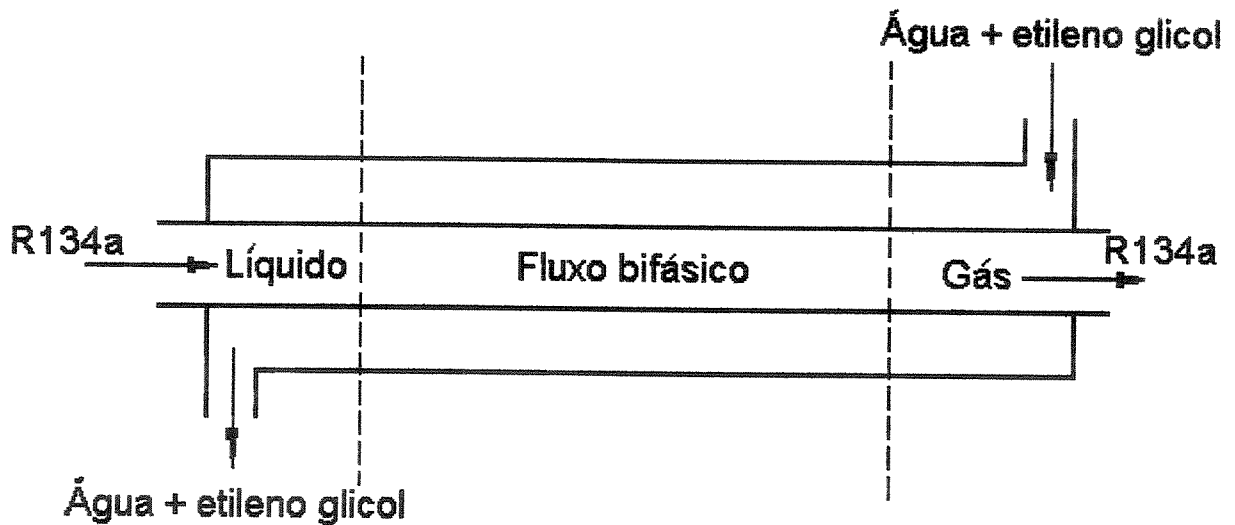


Figura 3.6 Evaporador.

3.2 Subsistema do fluido secundário de resfriamento

Um diagrama esquemático deste subsistema é apresentado na Figura (3.7), composta por um *tanque de armazenamento de energia (banco de gelo)* encarregado de armazenar energia a baixa temperatura para depois ser usada de acordo com a estratégia de gerenciamento de energia, uma *válvula de mistura* (reguladora de temperatura) com temperatura ajustada, que aciona um by-pass no banco de gelo permitindo que uma quantidade suficiente de refrigerante secundário contorne o banco de gelo e misture-se depois com o refrigerante secundário que passa através do banco de gelo, para obter assim a temperatura desejada do fluido na saída da válvula; uma *válvula de desvio* encarregada do by-pass do trocador de calor do ar condicionado, quando está ativo o ciclo de formação de gelo ou de fechar o *by-pass* para que o refrigerante secundário circule pelo trocador de calor quando este está fornecendo capacidade térmica para o ar condicionado; o *trocador de calor do ar condicionado* utilizado para resfriar o ar do ambiente climatizado; e uma *bomba* de velocidade variável (ou constante) que faz circular o refrigerante secundário pelo circuito de resfriamento.

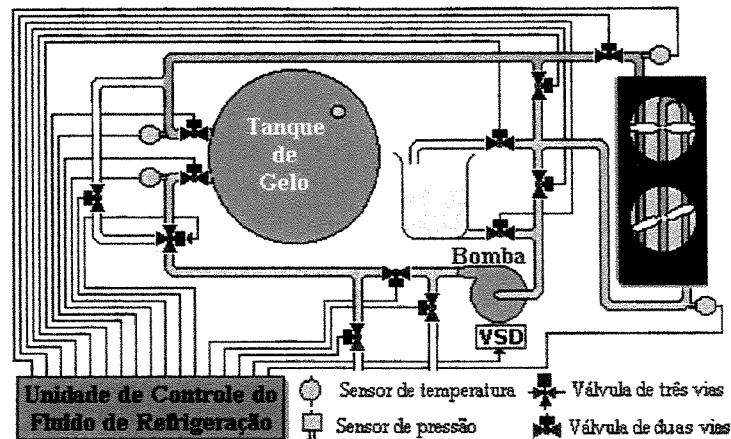


Figura 3.7 Diagrama do subsistema do fluido secundário de resfriamento.

O tanque de armazenamento de energia (banco de gelo) é uma serpentina de tubos de cobre de 6 mm de diâmetro interno com 8 fileiras horizontais e 10 colunas verticais num arranjo de tubos em linha espaçados 40 mm entre centros de diâmetro na vertical e na horizontal imersos em um tanque com água (material de mudança de fase) com capacidade de 30 litros. A solução de refrigerante secundário (20% etileno glicol e 80 % água) é refrigerada ao passar pelo evaporador do sistema de refrigeração e bombeada através das serpentinas dentro do tanque formando gelo e

assim armazenando energia. Durante a descarga, o refrigerante secundário circula pela serpentina do *fan coil* onde retira a carga térmica do ambiente e retorna ao tanque de armazenamento térmico para ser resfriada novamente, derretendo o gelo formado anteriormente (fusão interna). Na Figura (3.8) é apresentado um exemplo de tanque de armazenamento térmico.

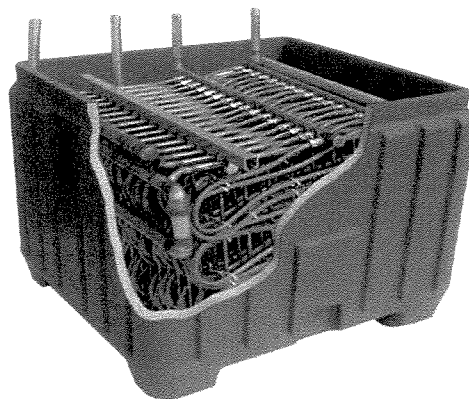


Figura 3.8 Exemplo de tanque de armazenamento térmico.

A válvula de mistura é uma válvula de três vias de 0,5 polegadas em corpo de ferro nodular com atuador eletrônico rotativo de ação proporcional controlada por uma das saídas analógicas da placa de aquisição de dados CAD-1236.

O trocador de calor do sistema de condicionamento de ar possui capacidade de 600 Watt do tipo gás-líquido em contracorrente com oito tubos por passo e 4 passos; com seção transversal de 270 mm de comprimento, 220 mm de altura e 140 mm de profundidade com arranjo triangular; acoplado a um ventilador centrifugo tipo Sirocco, com motor trifásico de 184 Watt. controle de velocidade variável de 0 a 3450 rpm e capacidade máxima de 8,5 [m³/min].

Tabela 3.3 – Especificações técnicas da bomba do circuito de refrigerante secundário.

Motor	220 Vac Trifasico
Potência [Watt]	368
Vazão [lts/min]	5 a 40
Altura [mca]	38 a 5
Velocidade [rpm]	3450
Modelo	P 500 T
Fabricante	KSB

A bomba do circuito de refrigerante secundário cujas especificações técnicas são apresentadas na Tabela (3.3) é do tipo monobloco com junta de vedação mecânica; com controle de velocidade utilizando inversor de frequência cujo sinal de referência é enviado através de um dos módulos de saída da placa de aquisição de dados CAD-1236.

O sistema do fluido secundário de refrigeração com armazenamento de energia em tanque de gelo permite trabalhar com uma variedade de circuitos hidráulicos que se pode realizar neste tipo de instalações, com grande versatilidade de funcionamento da bancada, na qual pode-se trabalhar com 4 modos diferentes de funcionamento de acordo com a operação das válvulas solenóides. Estes modos de operação são apresentados a seguir:

- **Armazenando energia:** O sistema trabalha totalmente automático sob o controle do computador habitualmente durante o período da noite. Para este modo de funcionamento todas as válvulas solenóides estão desligadas e a bomba gira a velocidade constante (1458 rpm) circulando a solução de água-glicol através da válvula solenóide V6 (ver Figura 3.1) normalmente aberta (NA) para o evaporador do chiller onde é resfriada antes de passar pelas válvulas V1 e V2 (NA) da entrada e saída do tanque de armazenamento onde faz acumulação de gelo com temperaturas na entrada (T14) na faixa de -1 a -6 graus centígrados e depois, *bypassando* o *fan-coil* através da válvula V5 (NA) para fechar o ciclo do refrigerante secundário na bomba.
- **Produção de frio só com desacumulação de gelo:** O banco de gelo proporciona a energia frigorífica necessária para absorver a carga térmica do trocador do *fan-coil* ligando as válvulas solenóides V6 (NA) e V7 normalmente fechada (NF) *bypassando* o evaporador direcionando o refrigerante secundário através do tanque onde é resfriado para ser entregue na entrada do *fan-coil* ativando as válvulas V5 (NA) e V4 (NF) a uma temperatura de 4 graus centígrados trabalhando a bomba com velocidade variável.
- **Produção de frio só com chiller:** trabalhando a bomba a velocidade constante (1260 rpm), ligando as válvulas solenóides V1, V2 (NA) e V3 (NF) para *bypassar* o tanque de gelo e as válvulas V4 (NF) e V5 (NA) para satisfazer a carga térmica do sistema de condicionamento de ar resfriando a solução água-glicol somente utilizando a capacidade

frigorífica do chiller.

- Produção de frio com chiller mais desaccumulação do gelo: Trabalhando a bomba a velocidade constante (1500 rpm), no modo de controle com prioridade do chiller mantendo a temperatura na entrada do fan-coil a 4 graus centígrados acionando a válvula de três vias deixando passar parte da solução água-glicol através do tanque quando o chiller atinge a máxima capacidade. Em este modo são ligadas as válvulas solenóides V4 (NF) e V5 (NA) para dar passo através do fan-coil e a válvula V3 (NF) para *bypassar* o tanque de gelo.

3.3 Subsistema do acondicionamento do ar.

Um esquema simplificado da unidade de subministro de ar e seu sistema de controle são apresentado na Figura (3.9).

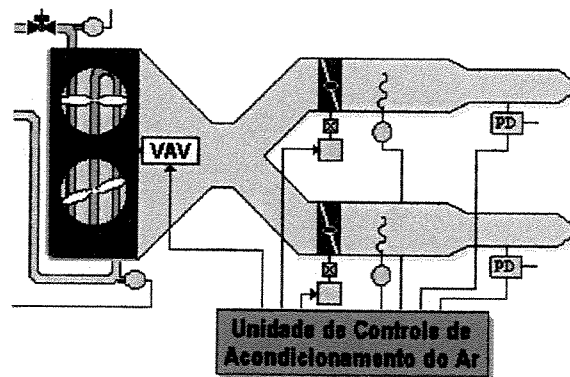


Figura 3.9 Subsistema da unidade de acondicionamento de ar.

O sistema de ventilação com velocidade de ar variável tem a função de fornecer volume de ar suficiente para manter a temperatura do duto num nível aceitável, aumentando ou diminuindo o fluxo de ar através do controle da velocidade do ventilador no trocador de acondicionamento de ar.

3.4 Instrumentação

A figura 3.1 apresenta um esboço da distribuição dos sensores de temperatura, pressão, vazão e posição instalados na bancada de testes os quais são descritos na Tabela (3.4).

Tabela 3.4 – Descrição dos sensores.

Referência	Descrição
T1	Temperatura R134a na entrada do condensador
T2	Temperatura R134a na saída do condensador
T3	Temperatura R134a na entrada do evaporador
T4	Temperatura R134a na saída do evaporador
T5	Temperatura do refrigerante secundário na entrada do <i>fan-coil</i>
T6	Temperatura ambiente
T7	Temperatura do ar na entrada do <i>fan-coil</i>
T8	Temperatura ambiente
T9	Temperatura do ar na saída do <i>fan-coil</i>
T10	Temperatura do refrigerante secundário na saída do <i>fan-coil</i>
T11	Temperatura da água dentro do tanque
T12	Temperatura do refrigerante secundário na entrada do evaporador
T13	Temperatura do refrigerante secundário na saída do evaporador
T14	Temperatura do refrigerante secundário na entrada do tanque de gelo
T15	Temperatura do refrigerante secundário na saída do tanque de gelo
T0	Posição da came da válvula
BAR1	Pressão manométrica na saída do compressor
BAR2	Pressão manométrica na entrada da válvula de expansão eletrônica
BAR3	Pressão manométrica na saída da válvula de expansão eletrônica
BAR4	Pressão manométrica na entrada do compressor
VAZ1	Vazão volumétrica de R134a na entrada do compressor
VAZ2	Vazão volumétrica do refrigerante secundário através do tanque de gelo
VAZ3	Vazão volumétrica do refrigerante secundário através do <i>fan-coil</i>

Capítulo 4:

Componentes do sistema de aquisição de dados e controle

Este capítulo descreve os componentes do sistema de aquisição de dados e controle, constituídos de um computador; duas placas de aquisição de dados; condicionadores de sinal; sensores de temperatura, pressão, vazão e deslocamento; circuitos de comando do motor de passo, das válvulas solenóides, dos inversores de frequência e das chaves.

4.1 Sistema de monitoramento

Para o sistema de monitoramento e controle da bancada de ensaios foi utilizado um microcomputador com processador 800 MHz com dois conectores de expansão PCI, 128 MBytes de RAM, duas portas tipo serial. A Figura (4.1) apresenta a arquitetura geral dos componentes do sistema de aquisição de dados e controle.

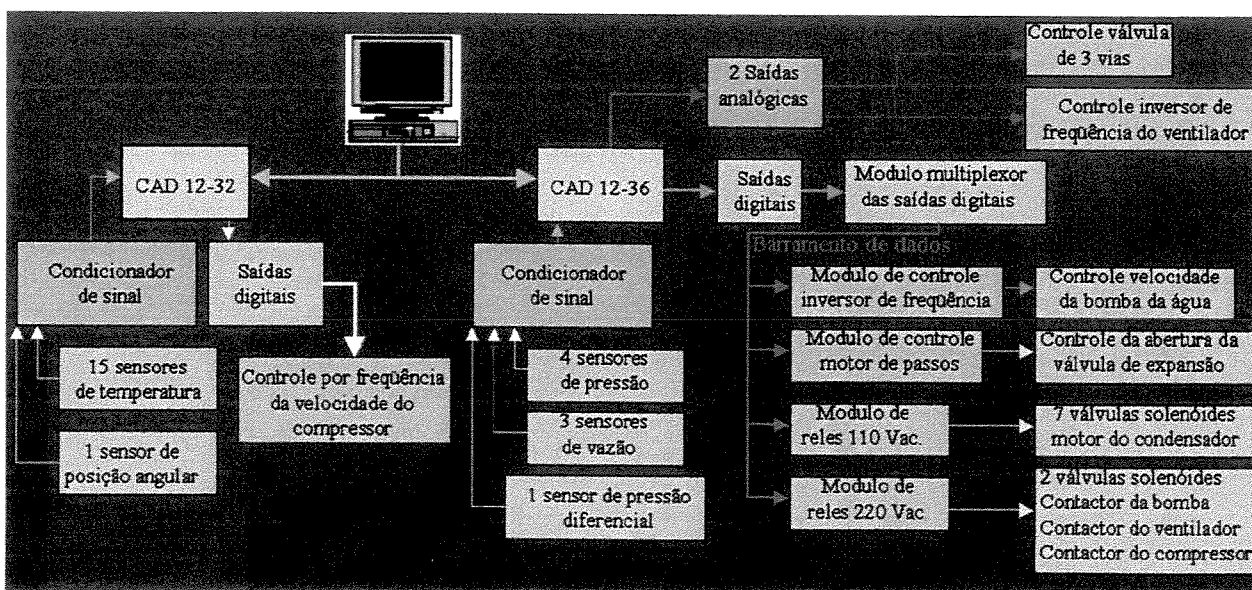


Figura 4.1 Arquitetura geral do sistema de aquisição de dados e controle

4.2 Sensores de temperatura

Os sensores de temperatura selecionados para a bancada de ensaios foram termômetros de resistência (PT-100), com ligação a três fios. No total foram utilizados 15 PT-100 para monitorar as temperaturas na bancada. O sinal destes sensores é amplificado e filtrado, utilizando um módulo condicionador de sinal analógico MCS1000-V2 da LYNX, que envia um sinal em tensão para a entrada da placa CAD12/32, o qual é convertido em valores de temperatura utilizando a equação de calibração correspondente a cada sensor de temperatura; embutido no programa (anexo I).

4.3 Sensores de pressão

Para a medida da pressão utilizaram-se transdutores de pressão manométrica com faixas de operação de 0 a 10 bar para monitorar as pressões na entrada e saída do evaporador; e sensores na faixa de 0 a 25 bar para alta pressão na entrada e saída do condensador. Os sensores foram alimentados por uma fonte simétrica com tensões de ± 12 volts e montagem realizada conforme ilustra a Figura (4.2).

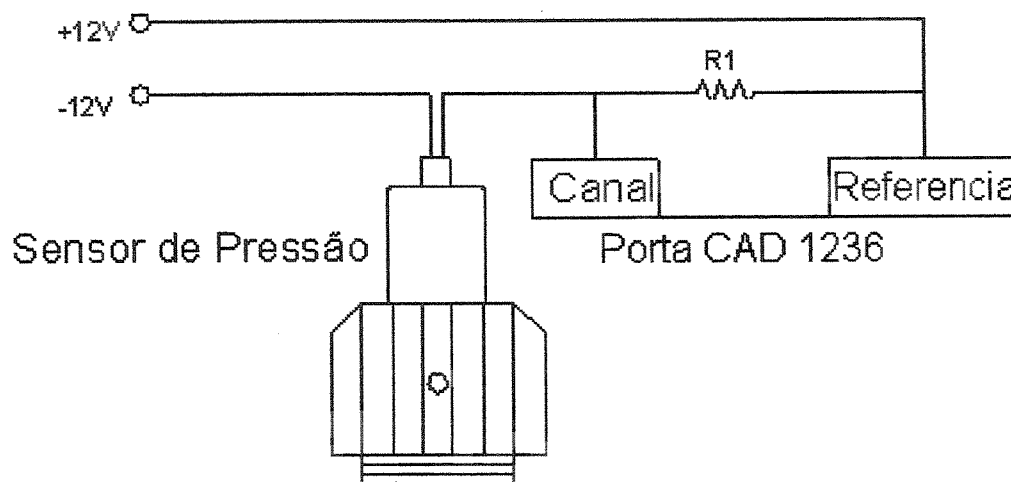


Figura 4.2 Esquema da montagem dos sensores de pressão.

A calibração dos sensores foi feita utilizando-se balança de peso morto, do laboratório de metrologia do Centro de Tecnologia da Unicamp, (anexo VII).

Os sinais provenientes dos quatro sensores de pressão foram adquiridos pela placa CAD 1236 utilizando as equações de calibração, (anexo I).

Um sensor de pressão diferencial é usado junto com uma placa de orifício para medir a vazão do fluido refrigerante secundário que passa através do *fan coil*. Este sensor está ligado na placa CAD-1236 segundo o esquema da Figura (4.2).

4.4 Sensores de vazão

Para medir a vazão de refrigerante (R134) foi utilizado um medidor de fluxo tipo capilar térmico com as características apresentadas na Tabela (4.1). Este medidor gera um sinal de 0 a 5 volts proporcional à vazão volumétrica, que é enviada à placa de aquisição de dados convertido em unidades de vazão [LPM], através do programa de aquisição de dados segundo a equação de calibração, (anexo I).

Tabela 4.1 Características do medidor de vazão tipo capilar térmico.

Tipo	Capilar térmico
Modelo	FMA-A2327
Fabricante	OMEGA
Faixa de medida	0 a 65 [SLPM]
Temperatura	-10 a 60 [C]
Pressão	Até 250 [psi]
Calibração com Nitrogênio 21 [C] e 760 [Torr]	

O sensor que mede a vazão da solução água – etileno glicol que passa através do tanque de armazenamento térmico é do tipo turbina com saída em frequência para um mostrador digital e placa conversora de sinal de frequência para voltagem, que condiciona a sinal da entrada para a

placa de aquisição de dados. Este sinal em voltagem é proporcional ao fluxo de refrigerante secundário através do tanque, segundo a equação de calibração apresentada no anexo I. As características do medidor são apresentadas na Tabela (4.2).

Tabela 4.2 Característica do medidor de vazão tipo turbina.

Tipo	Turbina
Serie	FTB791
Fabricante	OMEGA
Faixa de medida	1,9 a 37,9 [LPM]
Temperatura	-10 a 60 [C]
Pressão	Até 103 [bar]

Para medir o fluxo de refrigerante secundário que passa pelo trocador do sistema de condicionamento de ar foi utilizada uma placa de orifício junto com um sensor de pressão diferencial PX750-DI da OMEGA que fornece uma saída em volts na faixa de 0,5 a 5,0 Vcc. segundo o esquema da figura 4.2. A equação da curva de calibração para este sensor é embutida no programa (anexo I).

4.5 Sensores de posição

O sensor de posição da abertura da haste da válvula é formado por um potenciômetro de 180 ohms acoplado mediante engrenagem ao eixo da came da válvula de expansão. A mudança da resistência ao girar o eixo é proporcional ao deslocamento da haste da válvula e a leitura é feita utilizando um canal do módulo condicionador de sinais analógicos MCS1000-V2 que fornece o valor em voltagem para a placa de aquisição de dados CAD 1232. A leitura final da posição da válvula de expansão é dada em porcentagem tomando como limite a máxima e mínima posição em que trabalha a válvula. A equação de calibração para porcentagem de abertura da válvula é embutida no programa (anexo I).

4.6 Módulos de saída

Os módulos de saída são os dispositivos que têm como função receber a informação gerada pelo programa de controle nas saídas digitais das placas de aquisição de dados e processar essa informação adaptando-a, segundo o tipo de comando que o elemento final de controle requer. No sistema tem-se cinco diferentes módulos de saída:

O primeiro é o módulo do controle da velocidade do compressor cujo esquema é apresentado na Figura (4.3).

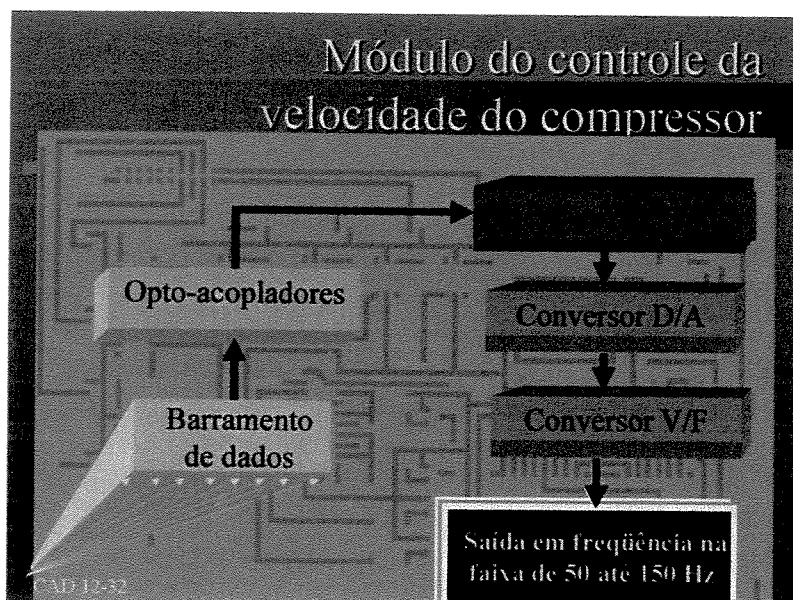


Figura 4.3 Diagrama da placa do módulo do controle da velocidade do compressor.

Da placa de aquisição de dados CAD-1232 são usados oito bits das saídas digitais que atuam como *barramento* de dados na placa de controle da velocidade do compressor. Estes dados vão através de oito acopladores óticos, cuja função é isolar as fontes de voltagem do computador e das placas do circuito impresso. Os dados provenientes do computador são usados por um micro-controlador 16F628 através de sua porta A e processados segundo o algoritmo apresentado na Figura (4.4). O programa do micro-controlador envia os dados para a entrada do conversor analógico/digital de forma que só irá mudar o dado um bit por vez, até atender o valor final igual ao dado colocado pelo programa de controle da velocidade do compressor na saída digital da

placa de aquisição de dados CAD-1236. Assim as mudanças de velocidade do compressor são realizadas de forma gradual ao aumentar ou diminuir o sinal de referência. O código deste programa desenvolvido em “*assembler*” e compilado no MPASM Microchip é apresentado no anexo IV e as características do micro-controlador são apresentadas no anexo V.

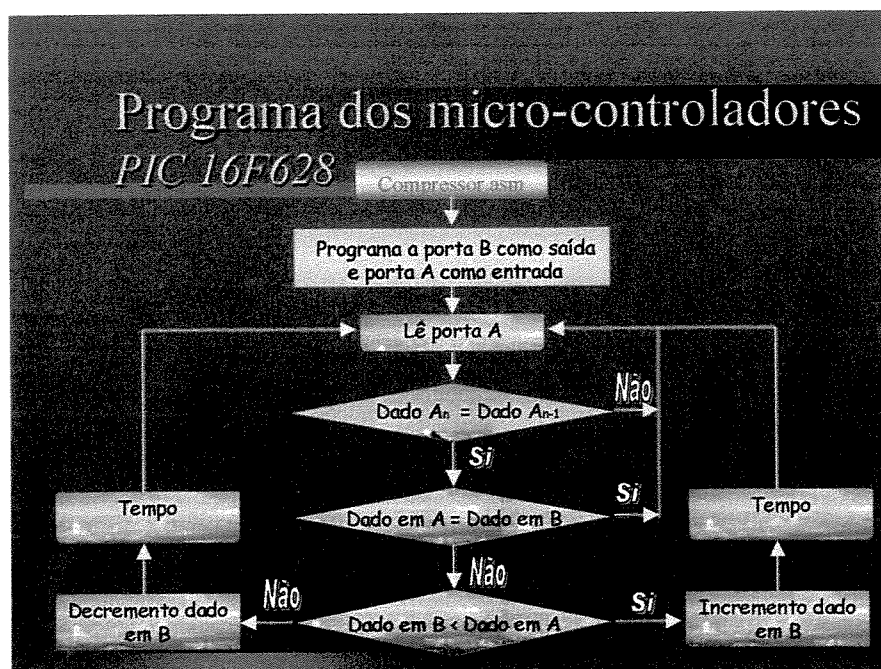


Figura 4.4 Algoritmo do micro-controlador do módulo de controle do compressor.

O dado digital gerado pelo micro-processador é enviado para a entrada do conversor digital/analógico, que transfere a informação para a entrada de um conversor de voltagem/freqüência, gerando uma saída na faixa de 50 até 150 Hz, que atua como sinal de controle na entrada da placa do inversor eletrônico e determina a velocidade do compressor, como apresentado na curva da Figura (4.5). O inversor de freqüência que controla a velocidade de rotação do motor do compressor vem como uma unidade integrada junto ao compressor e suas características são apresentadas no anexo VIII.

O Módulo multiplexador cuja função é habilitar a transferência dos dados para os outros quatro módulos de saída é usado com o propósito de adicionar unidades extras nas saídas digitais da placa de aquisição de dados CAD-1236. Uma estrutura simplificada em diagrama de blocos da unidade de multiplexagem é apresentada na Figura 4.6. Funcionalmente está dividida em dois grupos:

- Barramento de endereços.
- Barramento de dados

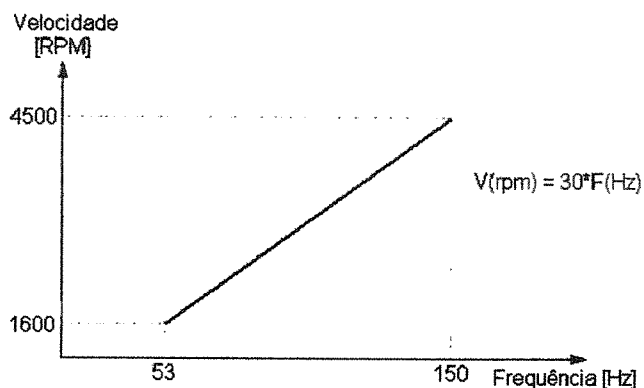


Figura 4.5 Curva da freqüência que determina a velocidade do compressor.

O barramento de endereços especifica de onde a informação vai ser enviada e o barramento de dados apresenta a informação a enviar.

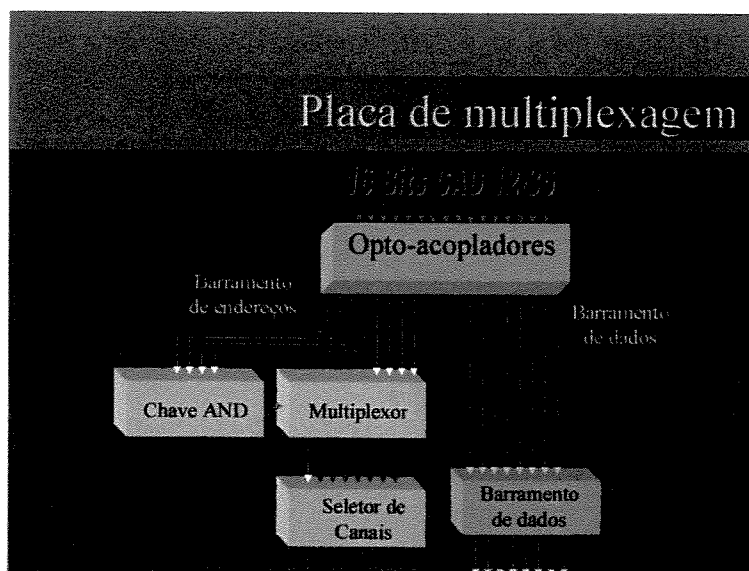


Figura 4.6 Diagrama de blocos da unidade de multiplexagem.

A placa de multiplexagem tem uma estrutura muito simples, formada por 16 acopladores óticos que recebem o sinal elétrico das saídas digitais da placa CAD-1236, das quais oito formam o barramento de dados e os oito restantes formam o barramento de endereços; configurando assim uma estrutura de comunicação em paralelo projetado só para envio de informação aos

módulos de saída mediante a transferência simultânea de todos os oito bits que constituem o dado (byte ou palavra).

Quatro bits do *barramento* de endereços vão para uma chave AND e sua saída serve como bit de habilitação para uma das entradas do circuito integrado do multiplexador (74LS138). Os outros quatro bits do barramento de endereços, um bit vai para uma outra entrada de habilitação do multiplexor e os três bits restantes geram o código que seleciona a saída do multiplexor, atuando como saída de habilitação do barramento de endereços.

As unidades de saída que estão ligadas à placa de multiplexagem são:

- Módulos dos reles de estado sólido.
- Módulo do inversor de frequência para controle da velocidade da bomba da água
- Módulo de controle do motor de passo
- Módulos dos reles de estado sólido.

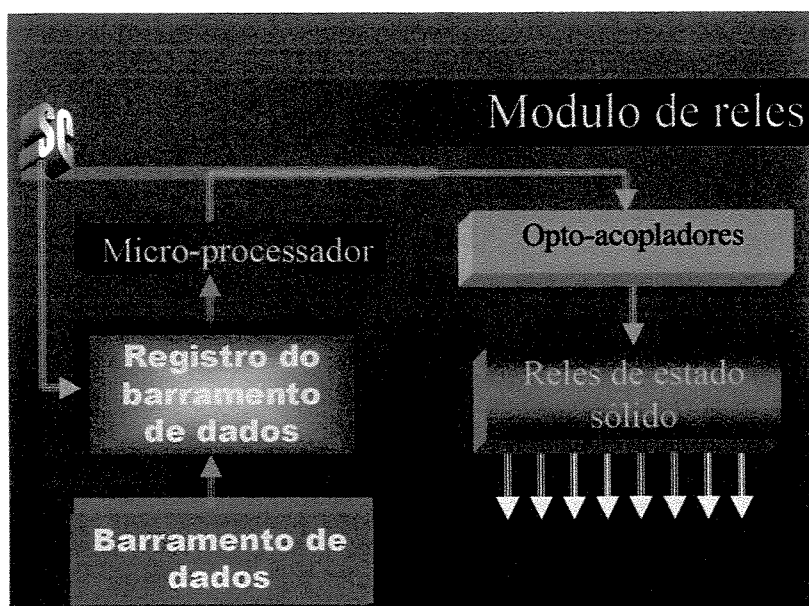


Figura 4.7 Módulo de controle dos reles

O sistema utiliza dois módulos de controle dos reles, um trabalha com voltagem de 110 Vac. e outro com voltagem de 220 Vac. Estes módulos de controle estão constituídos por um circuito integrado (74LS373) que trabalha como registro de armazenamento transferindo a informação presente no barramento de dados para a entrada do micro-processador que direciona a informação (ver anexo IX) para cada uma das saídas controlando a interface de potência com acoplador ótico e triac (ver Figura 4.7). As saídas que têm nível alto (5 volts) fazem com que o

acoplador ótico dispare o triac, energizando as cargas. As saídas que tem nível baixo (0 volts) não provocam reação por parte da carga. Quando o sinal do barramento de endereços é desabilitado o registro ignora o byte da entrada proveniente do barramento de dados e mantém retido o dado prévio. Esta situação não muda até que pelo barramento de endereços selecione novamente o registro.

- Módulo de controle do inversor de frequência para o controle da velocidade da bomba do refrigerante secundário.

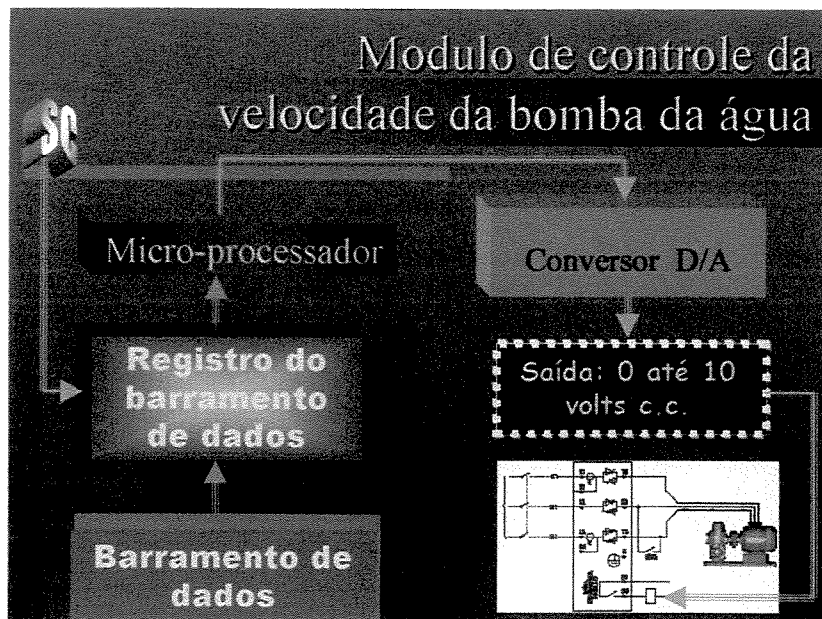


Figura 4.8 Módulo de controle do inversor de frequência da bomba da água.

Como se pode observar na Figura (4.8), o barramento de dados, o seletor de canais e o registro do barramento de dados são idênticos ao módulo de controle dos reles.

Os dados que o micro-processador recebe são processados segundo o algoritmo apresentado na Figura (4.4) gerando uma saída digital que vai para o conversor digital/analógico o qual fornece uma saída na faixa de 0 a 10 Vcc, que é enviada para a entrada analógica do inversor de frequência que controla a velocidade de rotação do motor da bomba do circuito de refrigerante secundário na faixa de 0 a 3600 rpm. As características do inversor de frequência são apresentadas na Tabela (4.3).

Tabela 4.3 Especificações do inversor de frequência da bomba.

Tipo	DF5-322-1K5
Entrada	1/3 AC 230V 50/60 Hz 16,0/9,3 A
Saída	3 AC 0...Ue 7,1A 0,5...360 Hz
Motor	1,5 kW (230)
Fabricante	Moeller

- Módulo do controle do motor de passo que controla a abertura da válvula de expansão:

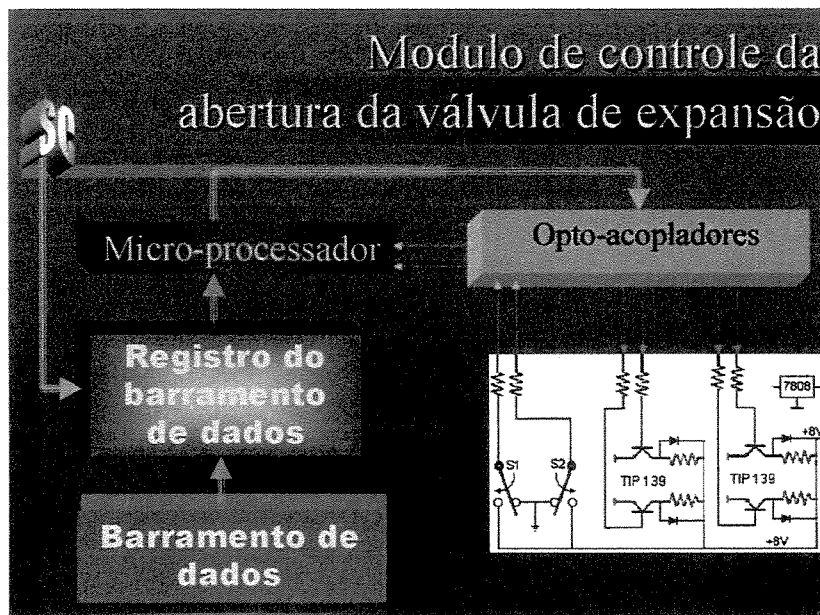


Figura 4.9 Módulo de controle do motor de passo.

A estrutura é igual ao módulo do inversor de frequência da bomba até a entrada do micro-processador que toma os dados do registro e os processa de acordo ao algoritmo apresentado na figura 4.10 e que corresponde ao programa em linguagem “*assembler*” apresentado no anexo VI. As características do motor de passo são apresentadas na Tabela 4.4

Tabela 4.4 Especificações do motor de passo.

Tipo	23LM k005-20
Entrada	7 Volts/fase Unipolar
Saída	48 passos/volta
Fabricante	MINEBEA CO. LTDA

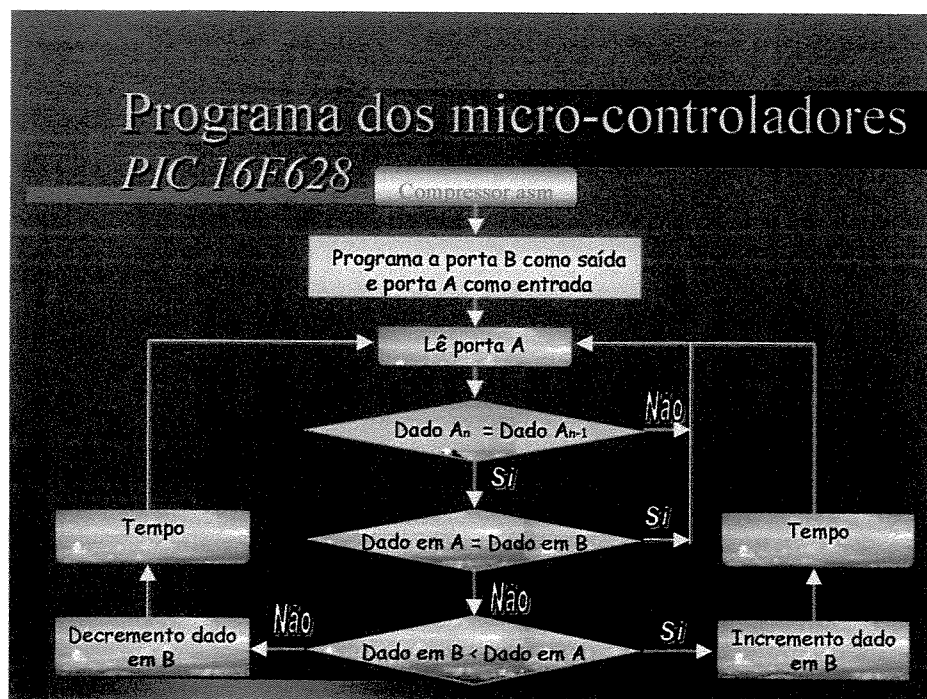


Figura 4.10 Algoritmo do micro-controlador do módulo de controle do motor de passo.

As saídas analógicas da placa CAD-1236 estão formadas por dois conversores digitais/analógicos de 12 bits idênticos e independentes, com saída unipolar de 0 a 10 volts.

A primeira saída digital controla a porcentagem de abertura da válvula de três vias do circuito de refrigerante secundário cuja abertura é proporcional à voltagem aplicada na entrada da placa de controle do motor da válvula.

A segunda saída digital é usada como entrada de referência no inversor de frequência que controla a velocidade de rotação do motor do *fan coil*. As características técnicas do inversor de frequência são apresentadas na Tabela (4.5).

Tabela 4.5 Especificações do inversor de frequência do fan coil.

Tipo	DF5-322-075
Entrada	1/3 AC 230V 50/60 Hz 9,0/5,2 A
Saída	3 AC 0...Ue 4,0A 0,5...360 Hz
Motor	0,75 kW (230)
Fabricante	Moeller

Capítulo 5:

Implementação do sistema de monitoramento e controle do sistema de armazenamento térmico utilizando bancos de gelo

5.1 Sistema de monitoramento

O programa de monitoramento e controle desenvolvido especificamente neste trabalho permitem supervisionar parâmetros da bancada, emitir alarmes, ligar/desligar sinais de controle e supervisionar sinais digitais. O anexo I apresenta o código fonte do programa de aquisição de dados. Os sinais foram filtrados e amplificados por módulos de condicionamento de sinais, para depois serem transferidos para as placas de aquisição de dados e convertidos em unidades compatíveis segundo a grandeza que esteja sendo monitorada e posteriormente armazenados em um arquivo de dados. Paralelamente estes dados são transferidos a um módulo do programa o qual contém funções de cálculo onde são estimados os parâmetros do processo (calor, eficiência, densidade, calor específico, entalpia). Os dados são armazenados em arquivo de dados onde podem ser acessados por programas de usuários para realização de cálculos, alterações de parâmetros e dos seus próprios valores.

As telas gráficas de interface são compostas por janelas, do tipo windows com menus dirigidos, organizadas em estruturas do tipo árvore, permitindo um acesso seqüencial e rápido.

A tela de supervisão geral apresenta ao operador um gráfico sinóptico da bancada com valores de temperatura, pressão, vazão, velocidade e posição em forma dinâmica, mostrando o estado dos equipamentos e processos da bancada como é apresentado na Figura (5.1).

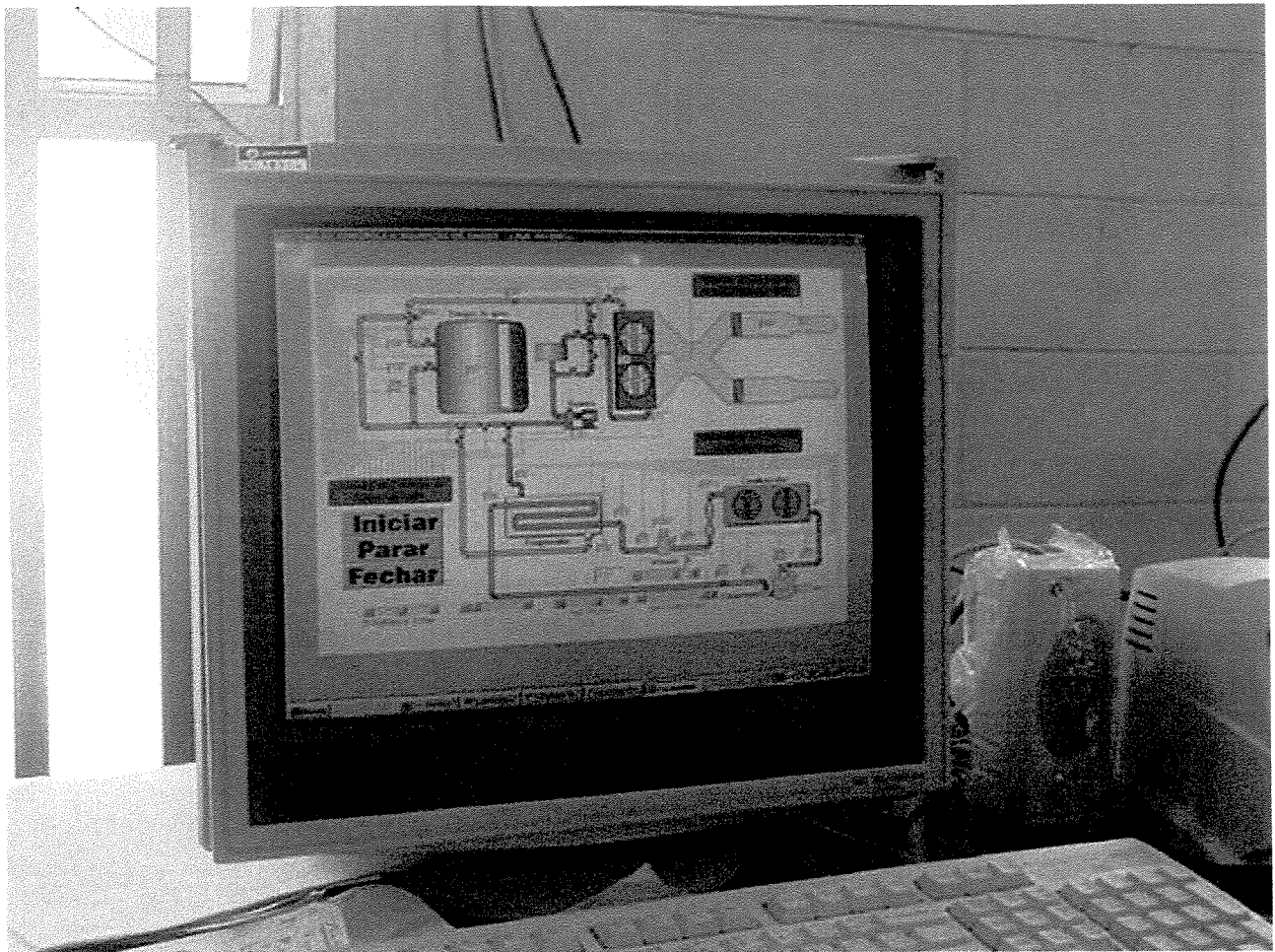


Figura 5.1 Tela de supervisão geral.

As telas de tendência são telas representativas de cada equipamento que compõe a bancada, apresentando os dados das variáveis medidas, calculadas e controladas em forma de gráficos dinâmicos, para a visualização da evolução temporal das variáveis medidas em tempo real, na forma de tendência. Estes gráficos tem as opções de imprimir, salvar em arquivo, ativar a opção de zoom em um detalhe que se quer visualizar, deslocar a imagem utilizando o botão direito do mouse, mudar a aparência para duas ou três dimensões, girar o gráfico nos três eixos ou/e modificar a profundidade. O eixo horizontal corresponde ao tempo e o vertical à variável específica que está monitorando.

O acesso as telas de tendência de cada um dos equipamentos é feito na tela de supervisão geral usando o botão direito do mouse acima da figura do equipamento que se deseja visualizar, fornecendo informações sobre:

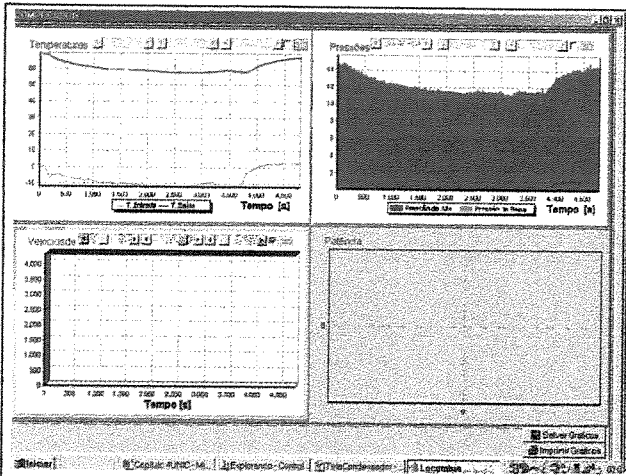


Figura 5.2(1)

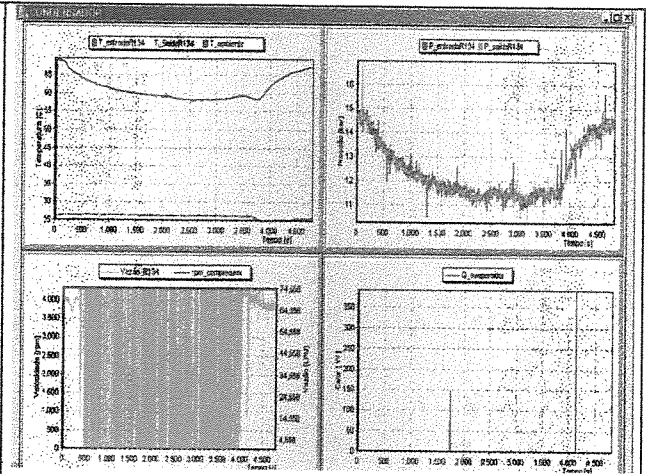


Figura 5.2(2)

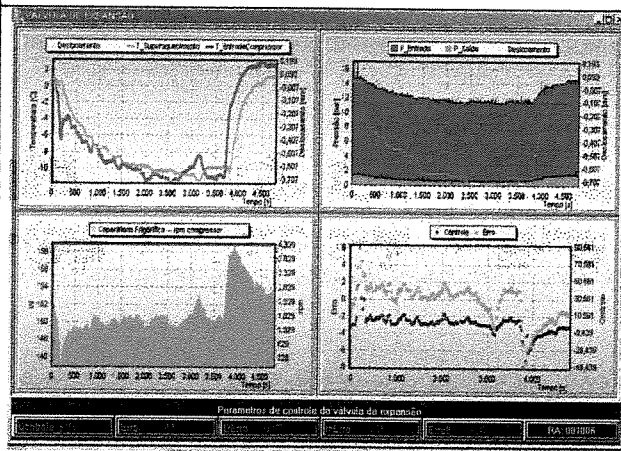


Figura 5.2(3)

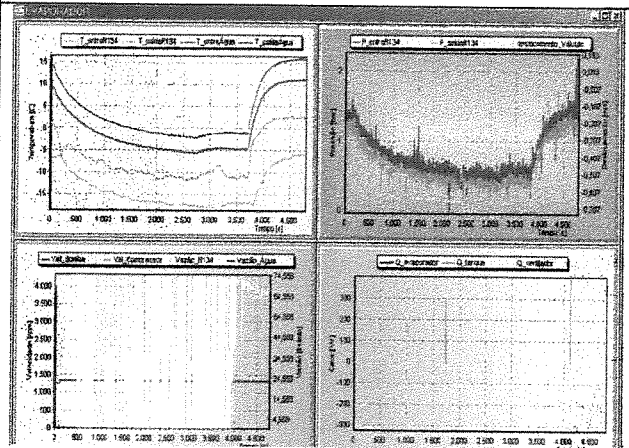


Figura 5.2(4)

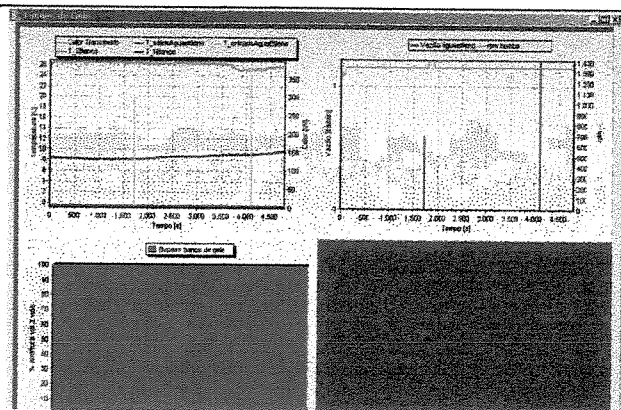


Figura 5.2(5)

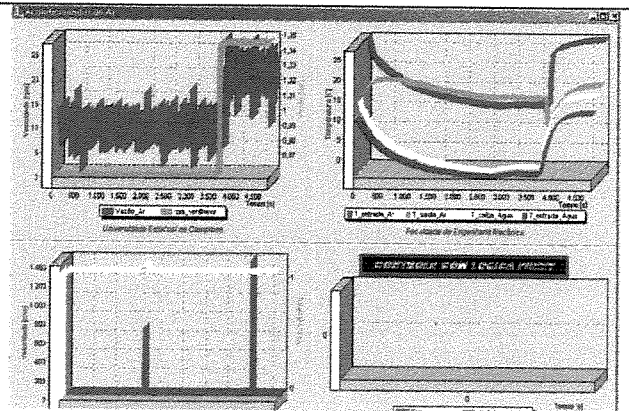


Figura 5.2(6)

Figura 5.2 Telas de tendência.

- Gráficos de tendência do compressor: A Figura 5.2(1) apresenta as curvas de:
 - Temperaturas de entrada e saída do R134a em graus centígrados.

- Pressões de entrada (pressão de baixa) e pressão de saída (pressão de alta) do R134a em bar.
- Velocidade do compressor em rpm, e vazão volumétrica do R134a que passa através do compressor.
- Valores do erro e da saída do sinal da malha de controle que regula a velocidade de rotação do motor do compressor.
- Gráfico de tendência do condensador: apresentado na Figura 5.2(2) onde mostra o histórico de:
 - Temperatura ambiente e das temperaturas de entrada e saída do refrigerante R134a em graus centígrados.
 - Pressão de entrada e saída do R134a em bar.
 - Vazão volumétrica do R134a e velocidade do compressor.
- Gráfico de tendência da válvula de expansão correspondente a Figura 5.2(3) onde são apresentados os gráficos de:
 - Porcentagem de abertura da abertura da válvula, temperatura de superaquecimento e temperatura de entrada no compressor.
 - Pressão de entrada e pressão de saída em bar assim como a porcentagem de abertura da válvula de expansão
 - Capacidade frigorífica do ciclo por compressão de vapor em Watts assim como a velocidade do compressor em rpm.
 - Valores do erro e da saída do sinal da malha de controle que regula a abertura da válvula de expansão.
 - Também são apresentados os valores instantâneos da ação de controle, o erro, a integral do erro, a derivada do erro; e valor do erro no instante da ação do controle anterior assim como o estado de alarme da válvula de expansão.
- Gráfico de tendência do evaporador: Figura 5.2(4)
 - Apresenta os históricos e valor atual das temperaturas na entrada e na saída do refrigerante R134a e do refrigerante secundário.
 - Pressão de entrada e saída do refrigerante R134a e a porcentagem da abertura da válvula de expansão.

- Velocidades da bomba do circuito do refrigerante secundário e do compressor, assim como as vazões de refrigerante R134a e de refrigerante secundário.
- Calor transferido no evaporador.
- Gráfico de tendência do banco de gelo, Figura 5.2(5).
 - Calor transferido pelo refrigerante secundário e suas temperaturas de entrada e saída ao tanque.
 - Vazão do refrigerante secundário e velocidade da bomba
 - Temperatura média da água dentro do tanque.
 - Porcentagem da abertura da válvula de três vias ou válvula de mistura.
- Gráfico de tendência da bomba do circuito secundário
 - Vazão do refrigerante secundário e velocidade da bomba
- Gráfico de tendência do condicionador de ar: Figura 5.2(6)
 - Velocidade do motor do ventilador
 - Temperatura da entrada e saída do ar e do refrigerante secundário no trocador do *fan coil*.
 - Vazão do refrigerante secundário e velocidade da bomba.
 - Parâmetros de controle da velocidade do ventilador (não implementados).

5.2 Sistema de controle

O controle do sistema dos módulos de saída que comandam os dispositivos ou elementos finais de controle foi realizado em função de tarefas periódicas empregando chamadas de sistema utilizando funções de tempo do componente *Timer* e rotinas da biblioteca próprias da linguagem C++ Builder.

As rotinas de monitoramento (leitura das portas analógicas das placas de aquisição de dados) são acionadas em intervalos constantes (cada 3 segundos) usando a função *Timer!Timer* como é apresentado no anexo I. Dentro desta função também estão incluídas as funções que comandam as saídas para o controle da válvula de três vias e do inversor de frequência do ventilador, através das saídas analógicas da placa CAD 1236. Estas funções trabalham em malha aberta, comandada desde a tela principal do sistema de monitoramento utilizando barras de rolagem (componente *ScrollBar* do C++ Builder) denominadas '% bypass V. 3 Vias' e 'rpm

Fancoil'. Outra função controla em malha aberta (utilizando a barra de rolagem 'rpm Bomba') a velocidade de rotação do motor da bomba do circuito de refrigerante secundário através do módulo de controle do inversor de frequência.

Para o controle da porcentagem da abertura da válvula de expansão foi implementada uma segunda função do componente *Timer* denominada *TimerFuzzyTimer* que trabalha com períodos de tempo variável determinados pelo tempo estimado da resposta do sistema à ação de controle, com um período mínimo de 25 e máximo de 50 segundos. Dentro desta função são calculados os valores do erro, derivada do erro e integral do erro e enviados estes parâmetros para o programa FIS.C (desenvolvido em linguagem C por Jang (1994)) onde é realizado o processo de inferência da lógica difusa a qual fornece a resposta dos controladores difusos. O valor final da ação do controlador é enviado para o módulo de saída, que comanda a ação de controle na porcentagem da abertura da válvula de expansão. A forma como foi implementada a lógica difusa para o referido sistema é mostrado com maior detalhe no capítulo VI.

O controle da porcentagem da velocidade do compressor é comandado através da saída digital número um da placa de aquisição de dados CAD 1232, que entrega o sinal diretamente para o módulo de controle da velocidade do compressor e cuja lógica é mostrada no capítulo VI.

Capítulo 6

Implementação do sistema de controle do ciclo de refrigeração por compressão de vapor usando lógica difusa.

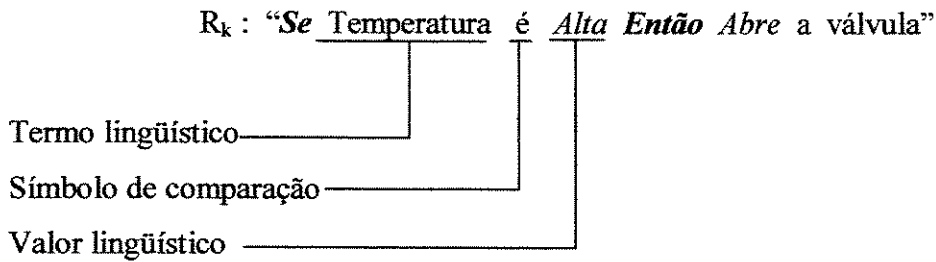
Neste capítulo serão apresentados e discutidos os conceitos básicos da lógica difusa utilizada no controle de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com armazenamento térmico em banco de gelo de pequeno porte. Num primeiro momento o capítulo descreve as ferramentas básicas utilizadas para o entendimento da metodologia de controle. Na continuação apresenta-se a arquitetura proposta para o controle da abertura da válvula de expansão e da velocidade do motor do compressor.

6.1 Conceitos básicos

O controle de um processo realizado pela lógica difusa baseia-se fundamentalmente numa lista de regras que descrevem, através de valores lingüísticos (palavras), como o controlador efetuará a ação do controle, de forma a aproximá-lo do pensamento de um operador experiente. Com isso, a lógica difusa pode ser utilizada para implementação de controles aplicados aos mais variados tipos de processos.

A grande potencialidade desta metodologia é a possibilidade de expressar operações e controlar o sistema mediante palavras de uso cotidiano (alto, muito quente, muito lento, etc.), eliminando os altos conteúdos matemáticos e físicos que seriam necessários para o controle de um processo (controle clássico), permitindo assim usar o conhecimento e experiência que tendria um operador para a construção das regras. Cada regra, por sua vez, consiste num conjunto de expressões condicionais (se – então), onde a primeira parte é denominada de antecedente e a

segunda parte de conseqüente. A k-ésima regra de um certo conjunto de regras (R) pode admitir a seguinte forma:



onde a expressão em cada *valor lingüístico* é relacionada a um *termo lingüístico*.

Um sistema baseado em lógica difusa emprega os seguintes conceitos básicos:

- Entrada Crisp (Crisp Inputs) – São as entradas do sistema, por exemplo a voltagem de um sensor de temperatura.
- Grau de Pertinência (Degree of Membership) – Representa o grau de associação entre uma entrada *Crisp* e uma função de pertinência e é representada pela letra grega $\mu(x)$ que vincula um número (entre 0 e 1) a cada elemento (x) do universo de discurso (Veja Fig. 6.1).

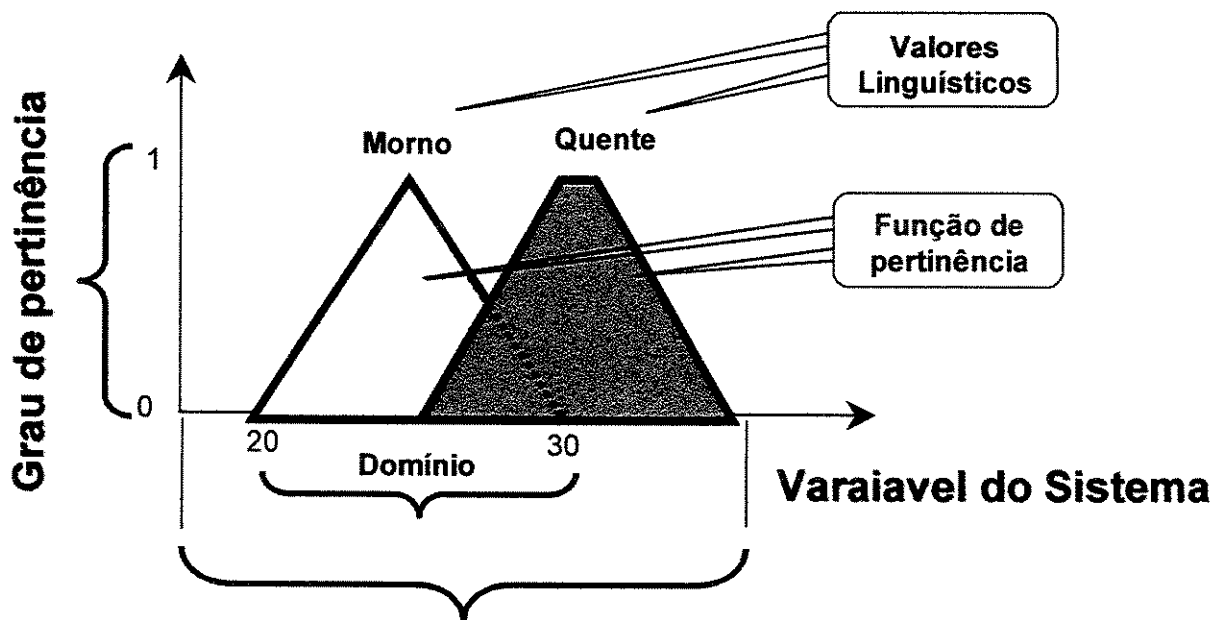


Figura 6.1 – Conceitos básicos dos conjuntos difusos.

Todo elemento no universo de discurso é membro de um conjunto difuso com um determinado grau. O valor 0 indica uma completa exclusão (não-membro), o valor 1 representa completa pertinência (totalmente membro) e os valores deste intervalo representam graus intermediários de pertinência do objeto com relação à função.

- Valores Lingüísticos (*Linguistic Variables*) – Nome descritivo para identificar os conjuntos difusos. Da mesma forma que as variáveis algébricas tomam números como valores, uma *variável lingüística* toma palavras ou orações como valores. O conjunto de valores que esta pode tomar é chamado de conjunto de termos (*term set*). Cada valor no conjunto de termos é uma variável difusa definida acima da *variável base*. A variável base define o universo de discurso para todas as variáveis difusas no conjunto de termos.
- Função de Pertinência (*Membership functions*) – Função $\mu(x)$ que define o conjunto difuso ao qual uma variável de entrada *crisp* é associada, sendo que esta pode pertencer a um ou mais conjuntos ao mesmo tempo.
A relação e operações entre *conjuntos difusos* são definidos pela função de pertinência. As formas mais comuns de funções de pertinência são apresentadas na Tabela 6.1. Nesta tabela a, b, c, d são números reais definidos dentro do universo de discurso da variável lingüística que contém o conjunto difuso e satisfaz a relação: $a < b < c < d$.
- Universo de discurso (*Universe of discourse*) – Representa o conjunto de todos os possíveis valores que a variável do sistema (entrada/saída) pode assumir.
- Domínio (*Domain*) – A faixa de valores no *universo de discurso* em que é mapeada por uma função de pertinência.

Como nos conjuntos clássicos (*Crisp*), os *operadores* citados a seguir são também aplicados entre dois *conjuntos difusos*, A e B, cujos elementos “x” são originados de um conjunto base G (Universo de Discurso).

IGUALDADE

$$A = B,$$

É valido se $\mu_A(x) = \mu_B(x)$ para todo $x \in G$

INCLUSÃO COMPLETA

$$A \subseteq B,$$

É valido se $\mu_A(x) \leq \mu_B(x)$ para todo $x \in G$

INCLUSÃO PARCIAL

$$A \subset B,$$

é valida se $\mu_A(x) < \mu_B(x)$ para todo $x \in G$

INTERSEÇÃO

$A \cap B$ é definido por $\mu_{A \cap B}(x) = I(\mu_A(x), \mu_B(x))$,

Onde I é chamado de operador interseção.

É associada ao operador lógico AND.

UNIÃO

$A \cup B$ é definido por $\mu_{A \cup B}(x) = U(\mu_A(x), \mu_B(x))$,

Onde U é chamado de operador união

É associada ao operador lógico OR

COMPLEMENTO

É definido por $\mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x)$

Associada ao operador lógico NOT

Tabela 6.1 – Exemplo de funções de pertinência usualmente utilizadas.

TIPO	DESCRIÇÃO
Tipo L	$f(x) = \begin{cases} 1, x < a \\ (b-x)/(b-a), a > x > b \\ 0, x > b \end{cases}$
Triângulo	$f(x) = \begin{cases} 0, x < a \\ (x-b)/(a-b), a > x > b \\ (c-x)/(c-b), b > x > c \\ 0, x > c \end{cases}$
Pi	$f(x) = \begin{cases} 0, x < a \\ (x-b)/(a-b), a > x > b \\ 1, b > x > c \\ (d-x)/(d-c), c > x > d \\ 0, x > d \end{cases}$
Tipo Gamma	$f(x) = \begin{cases} 0, x < a \\ (x-a)/(b-a), a > x > b \\ 1, x > b \end{cases}$
Tipo Z	$f(x) = \begin{cases} 1, x < a \\ 1 - 2((x-a)/(b-a))^2, a > x > (a+b)/2 \\ 2((x-b)/(b-a))^2, (a+b)/2 > x > b \\ 0, x > b \end{cases}$
Tipo S	$f(x) = \begin{cases} 0, x < a \\ 2((x-a)/(b-a))^2, a > x > (a+b)/2 \\ 1 - 2((x-b)/(b-a))^2, (a+b)/2 > x > b \\ 1, x < b \end{cases}$

Graficamente a utilização destes operadores entre duas funções de pertinência é realizado pelo mecanismo de inferência difuso que será descrito a seguir.

6.2 Mecanismo de Inferência Difuso

A estrutura de um controlador difuso pode ser entendida como um sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO) tendo como estrutura interna mostrada na Figura 6.2.

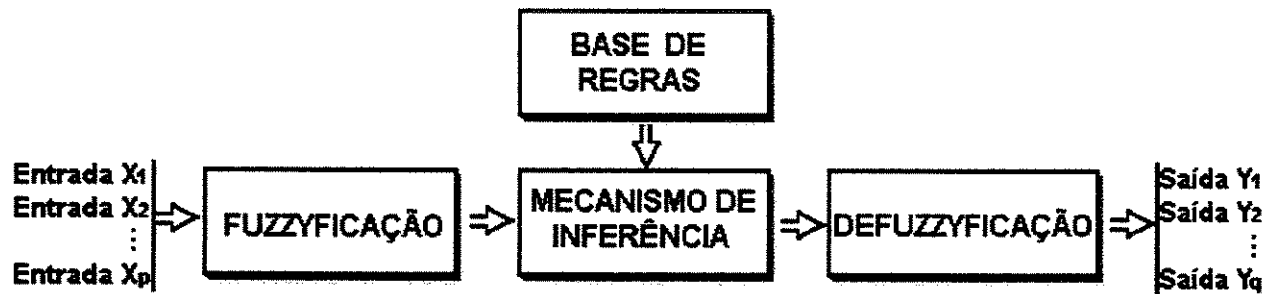


Figura 6.2 Mecanismo de inferência de um controlador difuso.

Os passos do processamento difuso (operações ou mecanismos de inferência difuso sobre as regras de controle) empregados pelos mecanismos de inferência são: a *fuzzyficação* das variáveis de entrada do controlador, *inferência* (avaliação das regras) e por fim a *defuzzyficação* dos conjuntos difusos.

6.2.1 Fuzzyficação

O processo de fuzzyficação transforma os valores reais das variáveis de entrada em graus de pertinência a um determinado conjunto usando um código qualificador que geralmente é expresso em termos lingüísticos. Cada qualificador (valor lingüístico) é um conjunto difuso e que pode ser representado por uma função de pertinência. O grau de pertinência para as variáveis de entrada é determinado para cada *variável lingüística* (A, B, C e D). A Figura 6.3 apresenta um exemplo de fuzzyficação onde o valor da variável *crisp* é colocada num ponto do eixo horizontal e sua projeção numa perpendicular a este eixo intercepta as funções difusas. Os valores nas coordenadas no eixo vertical correspondem ao ponto de interseção e fornecem o valor difuso (grau de pertinência com valor entre 0 e 1) da variável de entrada nos diferentes valores lingüísticos.

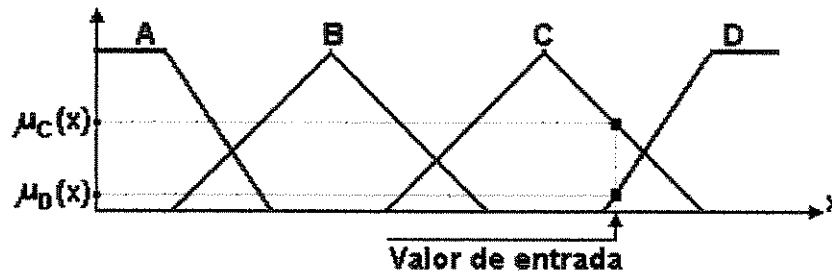


Figura 6.3 Princípio da fuzzyficação.

6.2.2 Inferência Difusa

Para obter a saída *crisp* de um controlador com uma base de regras *If – then* é necessário dispor de um mecanismo de inferência. Os mecanismos de inferência utilizados no controle com lógica difusa são geralmente baseados em um dos quatro métodos de raciocínio difuso existentes: Mamdani, Larsen, Tsukamoto, ou Takagi & Sugeno (Patyra *et al.*,1999).

Neste trabalho foram utilizados os operadores de inferência Mamdani que utilizam os operadores: *MAX* e *MIN*.

A estratégia de inferência Mamdani é ilustrada na Figura 6.4, utilizando duas regras como exemplo:

Regra 1: “Se o Erro é **baixo** e Derro é **grande** então a saída é **meia**”.

Regra 2: “Se o Erro é **meio** e Derro é **meio** então a saída é **baixa**”

A inferência difusa consiste de três etapas: *agregação*, *ativação* e *acumulação* e são descritas a seguir:

- *Agregação*: Consiste na combinação dos graus de pertinência para cada uma das regras.
- *Ativação*: Consiste na dedução do antecedente, geralmente o mínimo (*MIN*) é usado para a ativação.
- *Acumulação*: É o resultado da combinação das regras para obter a saída do controle, usando o operador *MAX*.

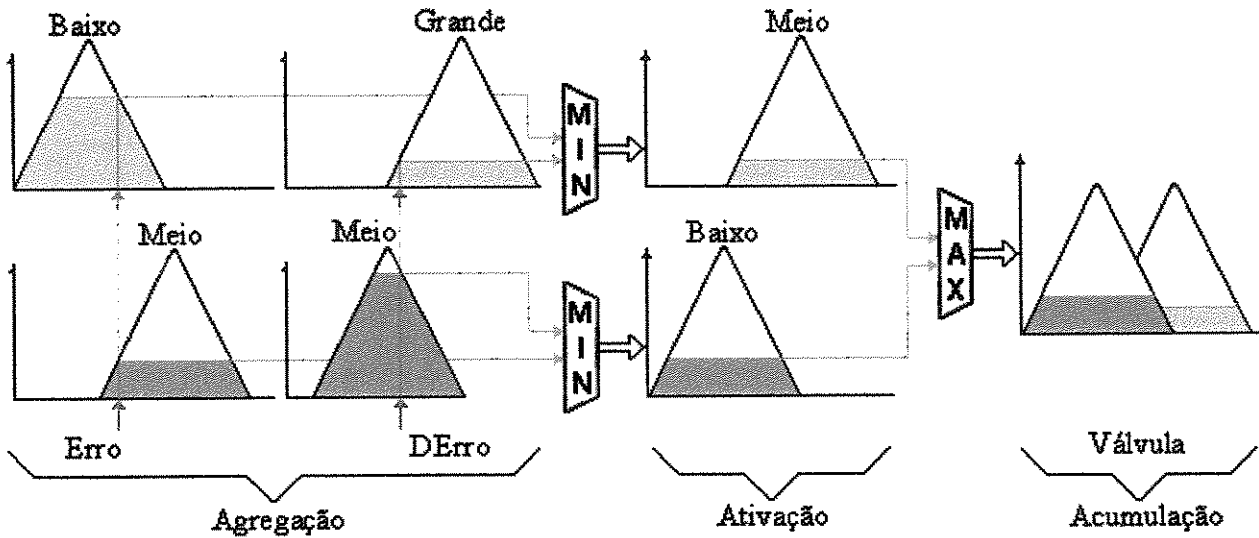


Figura 6.4 Exemplo que utiliza a estratégia de inferência Mamdani.

6.2.3 Defuzzyficação

Nesta etapa, as informações lingüísticas, resultantes do mecanismo de inferência, são convertidas em uma saída numérica (*Crisp*). Os métodos usualmente empregados na defuzzyficação são: centro de gravidade, máximo à direita, máximo à esquerda e podem ser definidos pelas expressões matemáticas apresentadas na Tabela 6.2.

Onde:

- U : resultado da defuzzyficação
- u : variável de saída
- μ : função de pertinência após o processo de acumulação
- Min : limite inferior para a defuzzyficação
- Max : limite superior para a defuzzyficação
- sup : valor superior
- inf : valor inferior
- COG : centro de gravidade
- LM : máximo à esquerda
- RM : máximo à direita

Tabela 6.2 – Exemplo de métodos de defuzzyficação.

MÉTODO	EXPRESSÃO MATEMÁTICA
COG	$U = \frac{\int_{Min}^{Max} U\mu(x)du}{\int_{Min}^{Max} \mu(u)du}$
RM	$U = \sup(u'), \mu(u') = \sup \mu(u)$ $u \in [Min, Max]$
LM	$U = \inf(u'), \mu(u') = \sup \mu(u)$ $u \in [Min, Max]$

O sistema de controle proposto consiste de duas partes. A primeira é uma malha de controle com dois módulos difusos que controlam o grau de superaquecimento do ciclo por compressão de vapor, utilizando como sinal de referência a temperatura de saturação do evaporador mais sete graus centígrados (temperatura de superaquecimento) e a variável a controlar é a temperatura de entrada ao compressor. A segunda parte é outra malha de controle difuso que tem como variável a ser controlada a velocidade do compressor (w_c), e a velocidade de rotação do compressor (w) obtida através do modelo é a variável de referência. A seguir são apresentados os controladores propostos.

6.3 Controle do superaquecimento através da válvula de expansão usando um controlador difuso

O controlador difuso utilizado neste trabalho para comandar o motor de passos que atua no mecanismo de abertura ou fechamento da válvula de expansão é apresentado no diagrama ilustrado na Figura 6.5.

O controle proposto é do tipo sintonizado, composto por dois controladores difusos em paralelo dentro da mesma malha de controle. O primeiro (bloco A) admite como entradas: o erro e e a mudança do erro ce em relação ao sinal de referência e o segundo (bloco B) apresenta como entradas: o erro acumulado ea e a mudança do erro ce ; resultando em duas saídas (U_A e U_B). O comando é o resultado da multiplicação das duas saídas (U_A e U_B) pelos ganhos introduzidos nos

programas do micro-processador (K_{pic}) e no programa do computador (K_{pc}) da forma como é apresentada pela equação 6.1. O sinal de saída para o atuador (U_K) gera um valor (rotação do eixo do motor acoplado na caixa de engrenagens que movimenta o eixo da came que aciona o diafragma da válvula de expansão).

$$U_K = U_A * U_B * K_{pic} * K_{pc} \quad (6.1)$$

Onde:

K_{pm} : ganho introduzido no programa do micro-processador PIC 16F628 com um valor constante igual a 12. (Ver anexo VI)

K_{pc} : ganho introduzido no programa do computador com um valor constante igual a 2,2 (Ver anexo I)

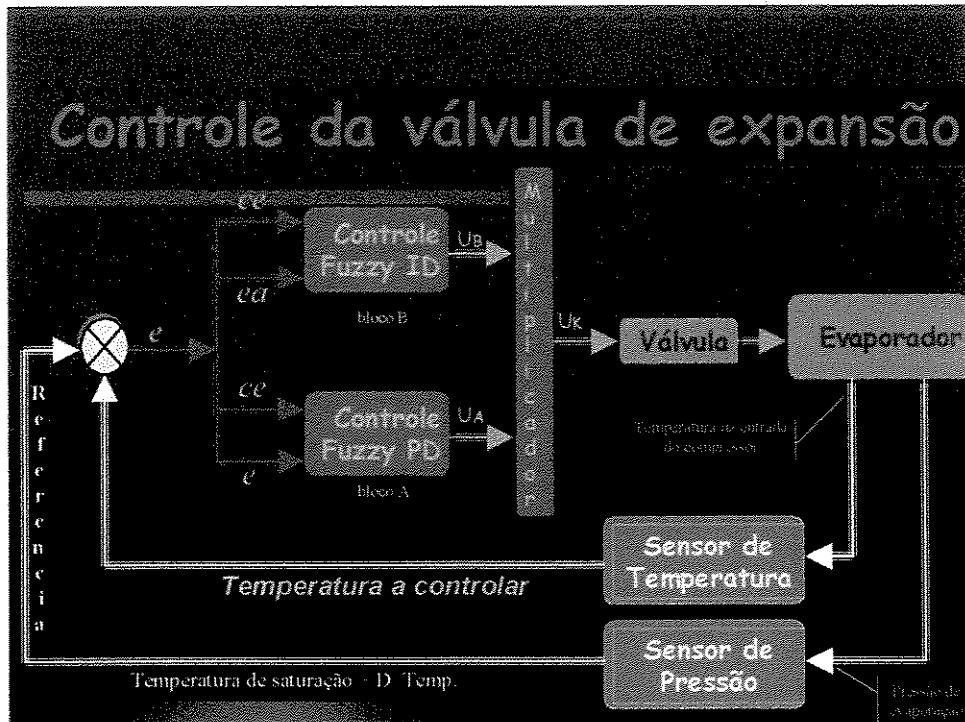


Figura 6.5 Controlador difuso proposto para a válvula de expansão.

O sinal de saída entregue pelo computador para a placa do módulo de controle da válvula de expansão tem valores na faixa de 0 a 127, que ocupam os sete bits mais baixos do barramento de dados, sendo que o bit mais significativo (bit 7) fornece ao micro-controlador da placa o sentido de giro do motor de passo. A placa aciona o motor de passos com velocidade constante a uma frequência de giro de 1,5 Hz. com uma resolução de 0,23 voltas e um máximo de 28,75 voltas. Para abrir totalmente a válvula o motor precisa de 600 voltas.

A vantagem de utilizar a placa do módulo de controle da válvula é que o computador fica livre para continuar as rotinas de monitoramento durante o tempo em que o motor de passos esta sendo controlado através do micro-controlador.

6.3.1 Características do controlador difuso A

O bloco A é o controle difuso Proporcional Derivativo (PD), cujas entradas são: e e ce definidas como:

$$e(k) = T_{s7} - T_{ev} \quad (6.2)$$

$$ce(k) = e(k-1) - e(k) \quad (6.3)$$

onde:

T_{s7} temperatura de referência (grau de superaquecimento = 7 °C)

T_{ev} temperatura a ser controlada (temperatura de entrada no compressor)

$e(k)$ erro

$ce(k)$ mudança do erro

k estado atual

$k-1$ estado anterior

Sete conjuntos difusos foram utilizados para cada uma das três variáveis de entrada e saída do controlador, quais sejam: erro e , mudança do erro ce e saída U_A . Estes conjuntos são apresentadas nas Figuras 6.6, 6.7, e 6.8, onde cada função de pertinência representa um certo valor lingüístico denominado por: NG, NM, NB, ZO, PB, PM e PG, ou seja, negativo grande, negativo médio, negativo baixo, zero, positivo baixo, positivo médio e positivo grande, respectivamente.

O universo de discurso para a variável erro e é definido como $[-12, 6]$. Tem-se um valor do superaquecimento de 7 graus centígrados, o que significa que o erro pode ter um valor Máximo de 7 atingido quando a temperatura de entrada do refrigerante ao compressor é igual a temperatura de entrada do refrigerante ao evaporador, e o valor de -12 graus é o máximo erro que o sistema atingia nos testes preliminares. Para a variável mudança do erro ce é definido no intervalo de $[-5, 5]$, sendo que qualquer erro ou mudança do erro com valores acima ou abaixo do universo terá como função de pertinência PG ou NG respectivamente. Para a variável de saída do controlador U_A , o universo de discurso é definido no intervalo de $[-20, 20]$ passos.

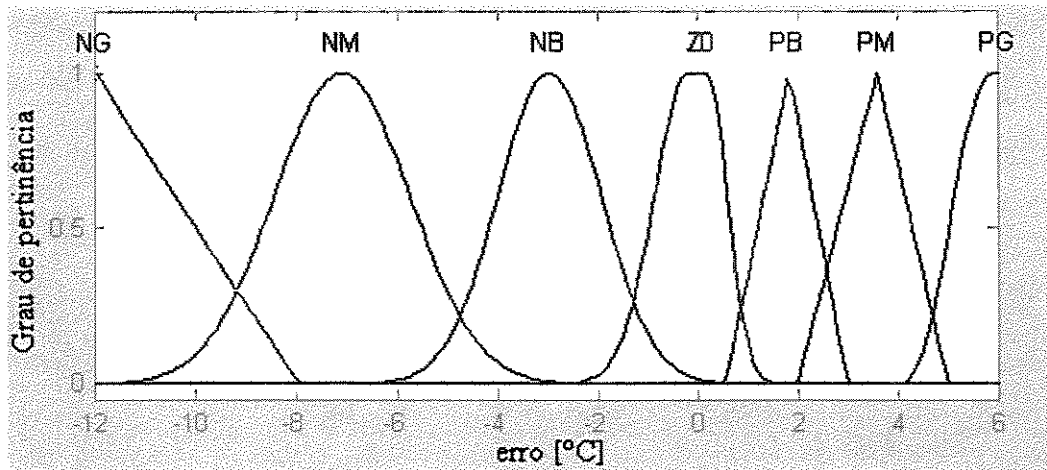


Figura 6.6 Funções de pertinência para a variável erro.

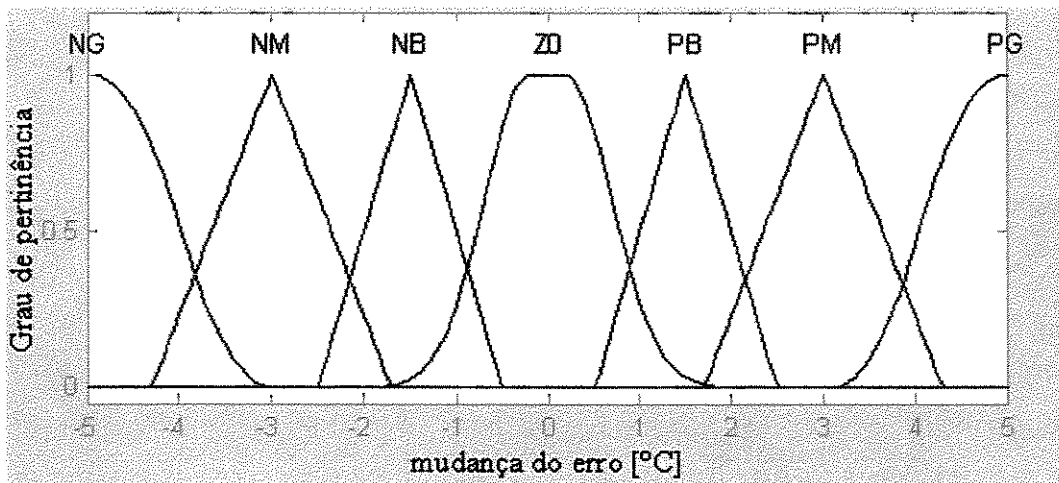


Figura 6.7 Funções de pertinência para a variável mudança do erro.

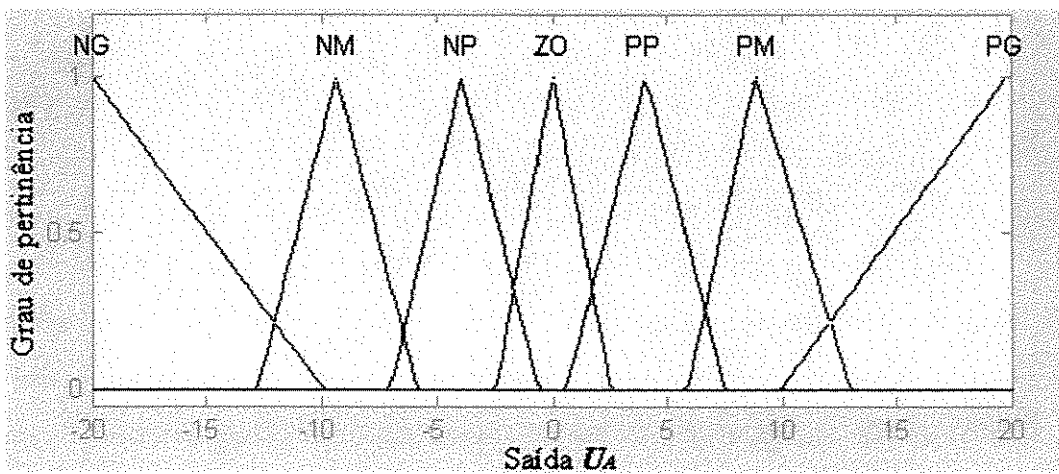


Figura 6.8 Funções de pertinência para a variável de saída U_A .

As regras para o controlador PD foram construídas com base no conhecimento sobre o sistema e são apresentadas na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Conjunto de regras para o controlador difuso A.

		Mudança no Erro						
		NG	NM	NB	ZO	PB	PM	PG
Erro	NG	NP	NP	NM	NG	NG	NG	NG
	NM	ZO	NB	NB	NM	NM	NG	NG
	NB	ZO	ZO	ZO	NB	NB	NM	NG
	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
	PB	PG	PG	PB	PB	ZO	ZO	ZO
	PM	PG	PG	PM	PM	PB	PB	PB
	PG	PG	PG	PG	PG	PG	PM	PM

O mecanismo de inferência utilizado para fornecer a saída do controlador difuso foi o método Mamdani e para a defuzzyficação foi empregado o centro de gravidade.

6.3.2 Características do controlador difuso B

Este controlador é do tipo Integral Derivativo (ID) e tem como variáveis de entrada a mudança do erro ce e o erro acumulado ea e como variável lingüística de saída U_B . As variáveis de entrada são obtidas na forma:

$$ce(k) = e(k-1) - e(k) \quad (6.4)$$

$$ea(k) = e(k-1) + e(k) \quad (6.5)$$

onde:

$ce(k)$: mudança do erro

$ea(k)$: erro acumulado

k : estado atual

$(k-1)$: estado anterior

e : erro foi definido na equação 6.2.

O universo de discurso de cada variável de entrada (erro e erro acumulado) foi representado por sete conjuntos difusos (funções de pertinência) definidos da mesma forma que o controlador A (NG, NM, NB, ZO, PB, PM e PG) sendo que o universo de discurso adotado para a variável erro acumulado foi de $[-15, 6]$, com base em valores observados nos testes iniciais realizados no sistema.

O universo de discurso para a variável de saída U_B é formada por quatro conjuntos difusos: zero (ZO), baixo (B), médio (M) e grande (G) e é limitado no intervalo de $[1, 3.5]$. As funções de pertinência correspondentes são apresentadas nas Figuras 6.9, 6.10 e 6.11.

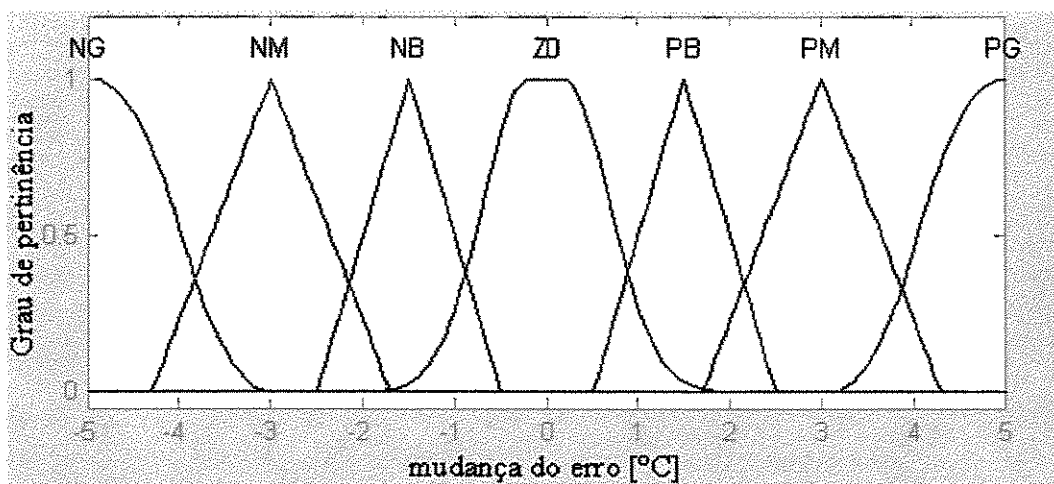


Figura 6.9 Funções de pertinência para a variável mudança do erro.

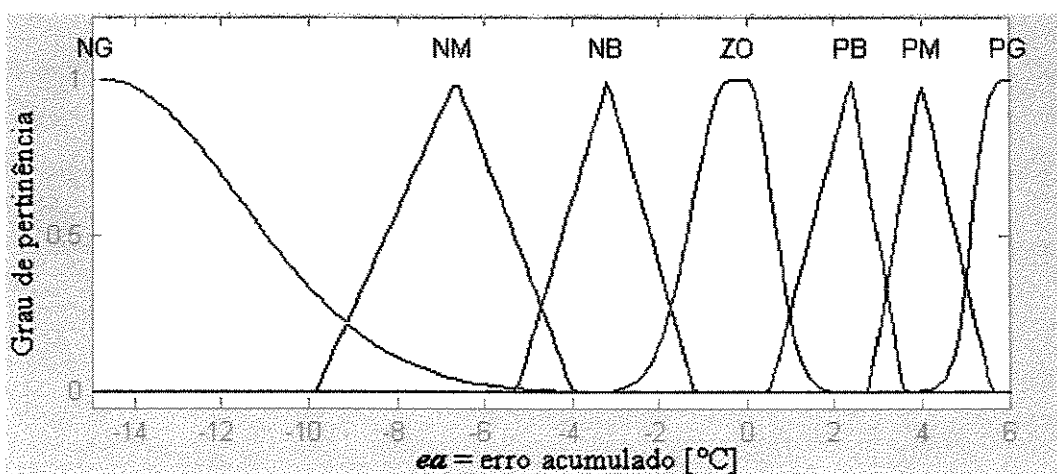


Figura 6.10 Funções de pertinência para a variável erro acumulado.

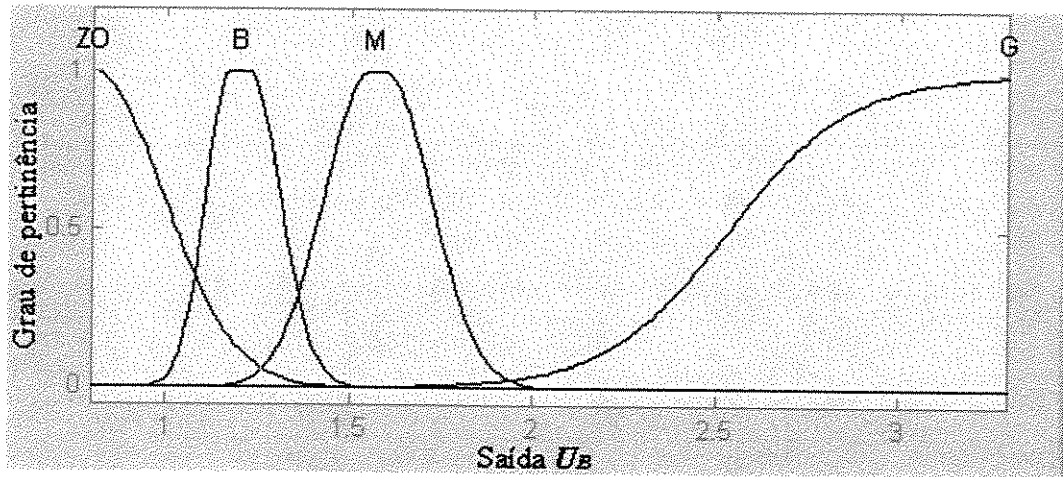


Figura 6.11 Funções de pertinência para a variável de saída U_B .

Na tabela 6.4 são apresentadas as regras para o controlador difuso B.

Tabela 6.4 – Conjunto de regras para o controlador difuso B.

		Erro Acumulado						
		NG	NM	NB	ZO	PB	PM	PG
Mudança no Erro	NG	ZO	ZO	ZO	ZO	B	M	G
	NM	B	ZO	ZO	ZO	B	M	G
	NB	M	ZO	ZO	ZO	B	M	G
	ZO	G	M	B	ZO	B	M	G
	PB	G	M	B	ZO	ZO	ZO	B
	PM	G	M	B	ZO	ZO	ZO	ZO
	PG	G	M	B	ZO	ZO	ZO	ZO

O método de inferência e de defuzzyficação empregados neste controle foram os mesmos utilizados no bloco A.

Tendo em mãos a metodologia de controle proposta para aplicar no controle do grau de superaquecimento do sistema de refrigeração de compressão à vapor, este trabalho conduzirá aos testes experimentais, realizados na bancada de ensaios, que serão mostrados no capítulo VII.

6.4 Controle da velocidade do motor do compressor usando um controlador difuso

Para melhorar a eficiência e minimizar o consumo de energia do ciclo por compressão de vapor, implementou-se um outro controle difuso de múltiplas entradas e uma só saída para controlar a velocidade de rotação do compressor.

A figura 6.12 mostra o diagrama de blocos do controlador.

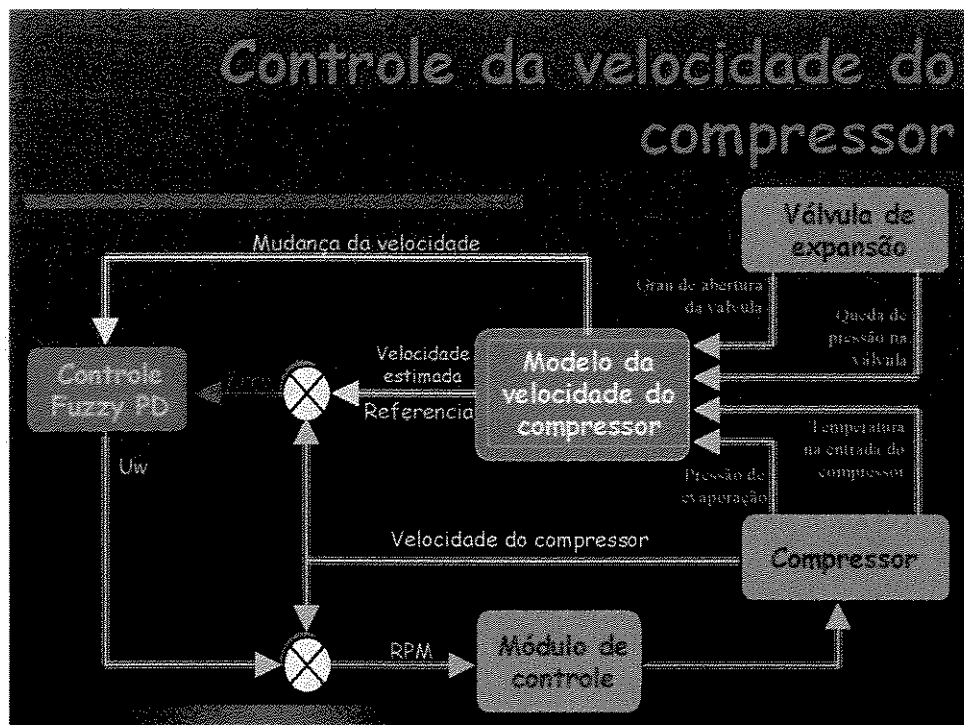


Figura 6.12 Diagrama de blocos do controlador difuso da velocidade do compressor.

A variável a ser controlada é a velocidade do compressor (w_c). Este controle foi projetado com base no modelo proposto por Fredsted e Bernardi (1999) de um controle multivariável do processo de compressão de vapor baseado num controle *Feed Forward*, utilizando um balanço do fluxo de massa na válvula de expansão e no compressor.

O modelo da válvula de expansão foi simplificado usando a equação de um orifício:

$$m_v = C_1 \cdot (P_{ev} - P_{sv})^{1/2} \cdot A_v \quad (6.6)$$

onde:

- m_v : fluxo mássico através da válvula de expansão;
- C_1 : é uma constante;
- P_{ev} : pressão na entrada da válvula de expansão;
- P_{sv} : pressão na saída da válvula de expansão;
- A_v : porcentagem da abertura da válvula de expansão.

O fluxo mássico de refrigerante através do compressor é estimado usando a equação de gás ideal:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (6.6)$$

que conduz a:

$$m_c = C_2 \cdot P_{ec} \cdot w / T_{ec} \quad (6.7)$$

onde:

- m_c : fluxo mássico através do compressor;
- C_2 : é uma constante;
- P_{ec} : pressão na entrada do compressor;
- w : velocidade do compressor;
- T_{ec} : temperatura de entrada ao compressor.

O fator de relevância é a razão entre os dois fluxos mássicos. Em estado estável os dois fluxos devem ser iguais. Combinando as duas equações (6.6) e (6.7) e reduzindo as duas constantes para uma, chega-se na seguinte expressão:

$$w = (P_{ev} - P_{sv})^{1/2} \cdot T_{ec} \cdot A_v / (C_3 \cdot P_{ec}) \quad (6.8)$$

A constante C_3 foi identificada durante experimentos em estado estável e tem um valor de 6,0.

6.4.1 Características do controlador difuso do controle da velocidade do compressor

O controle da velocidade do compressor se faz utilizando um controle difuso cujas entradas são a mudança da velocidade de referência DW_{Erro} e o W_{Erro} , definidas como:

$$DW_{\text{Erro}} = w(k-1) - w(k) \quad (6.9)$$

$$W_{\text{Erro}} = w(k) - w_c \quad (6.10)$$

onde:

DW_{Erro} : mudança da velocidade de referência;

W_{Erro} : erro entre a velocidade de referência e a velocidade do compressor;

$w(k-1)$: velocidade de referência no estado anterior;

$w(k)$: velocidade de referência no estado atual;

w_c : velocidade do compressor.

A saída U_w é somada com a velocidade de giro do compressor e o sinal resultante (RPM) é enviado para o módulo de controle da velocidade do compressor como é apresentado na Figura 6.12

A Figura 6.13 apresenta as cinco funções de pertinência para a variável W_{Erro} : negativo grande (NG), negativo médio (NM), zero (Z0), positivo médio (PM) e positivo grande (PG). O universo de discurso foi definido entre no intervalo $[-1, 1]$, cujo valor é multiplicado por uma constante $K_{we} = 500.0$; resultando numa faixa de $[-500, 500]$ rpm para o valor do erro da velocidade.

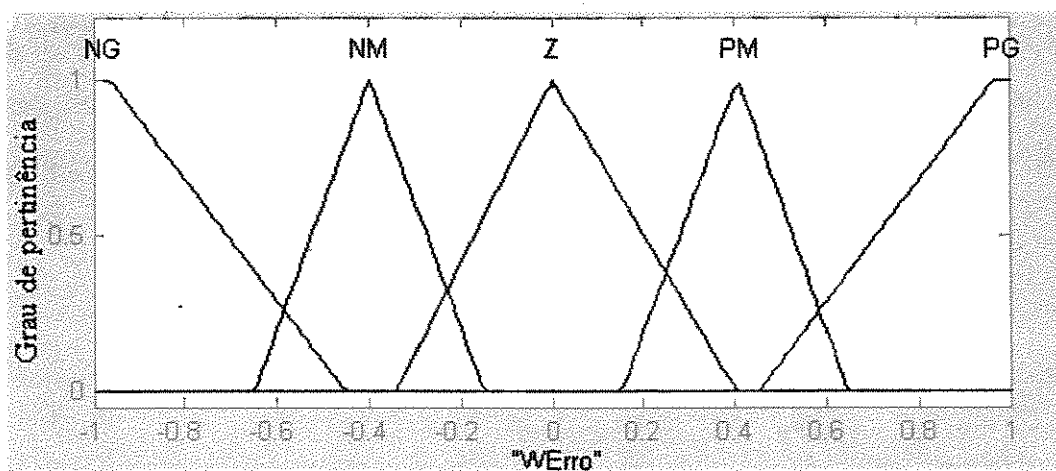


Figura 6.13 funções de pertinência para a variável W_{Erro}

Para a variável DW_{Erro} tem-se tres funções de pertinência: negativo (N), zero (Z) e positivo (P) com um universo de discurso definido no intervalo $[-1, 1]$ e modificado por a constante $K_{dwc} = 100.0$; obtendo-se um universo de discurso na faixa de $[-100, 100]$ como apresentado na Figura 6.14

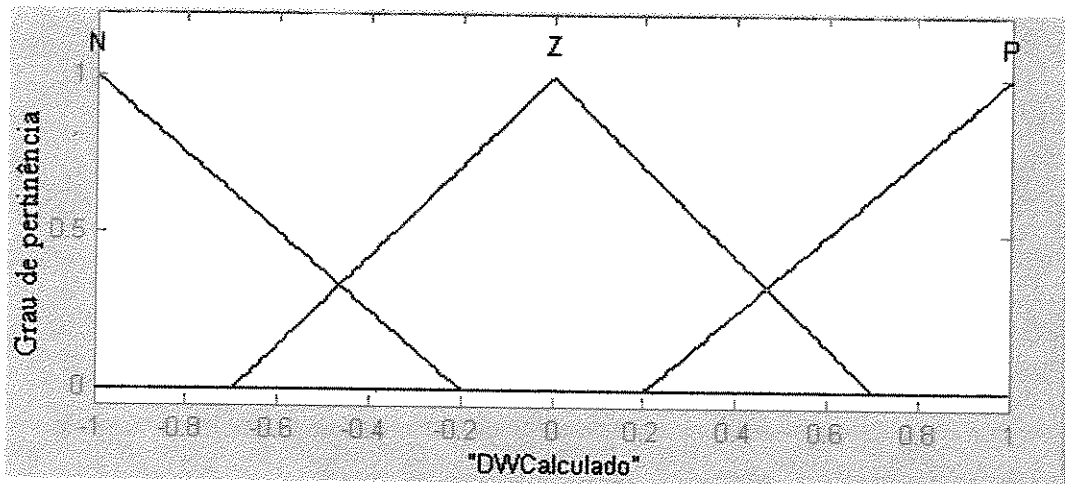


Figura 6.14 funções de pertinência para a variável DW_{Erro} .

Para a variável de saída U_w o universo de discurso toma valores entre $[-1, 1]$ modificados pela constante $K_{saw} = 100$; tendo valores máximos na saída do controlador difuso de $+100$ ou -100 revoluções, que corresponderiam a maior mudança da velocidade do compressor. Para esta variável foram definidos cinco funções de pertinência: negativo grande (NG), negativo pequeno (NP), zero (Z), positivo pequeno (PP) e positivo grande (PG), como apresenta a figura 6.15

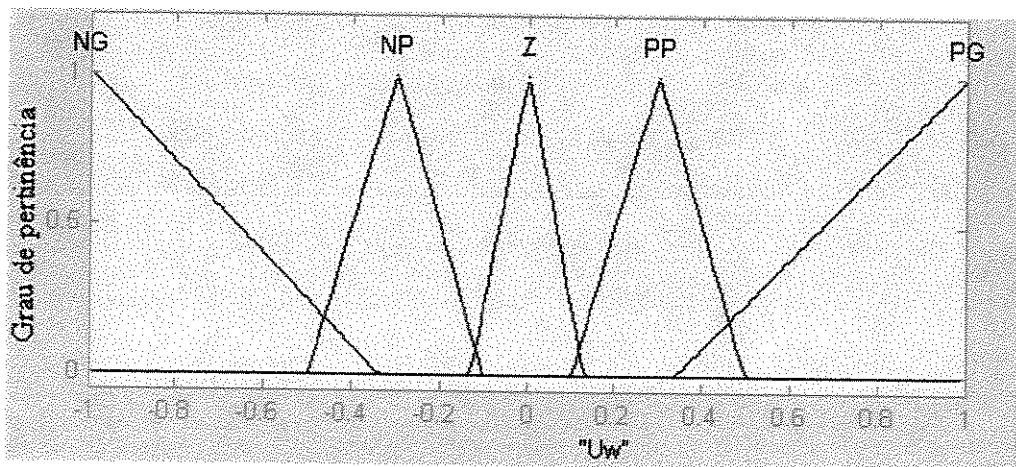


Figura 6.15 funções de pertinência para a variável U_w

Capítulo 7

Resultados experimentais

Este capítulo apresenta os resultados experimentais obtidos mediante a aplicação do controlador difuso para o controle da temperatura de evaporação para um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Os testes experimentais foram realizados sob condições extremas de operação do sistema em malha fechada. Serão analisados dois tipos de controle.

- Operação com ajuste contínuo da abertura da válvula de expansão eletrônica, efetuado por um controlador difuso PI*ID, trabalhando o motor do compressor com velocidade fixa.
- Operação com ajuste contínuo da abertura da válvula de expansão eletrônica e velocidade do compressor.

7.1 Avaliação do controlador PD*ID controlando a abertura da válvula de expansão eletrônica e o motor do compressor girando a velocidade constante

Este teste se faz com o objetivo de ver a resposta do controle sob condições extremas de mudança de carga térmica. O sistema é posto em funcionamento no modo de operação produção de frio só com chiller (ver capítulo 3), ajustando a velocidade da bomba para gerar mudanças bruscas na carga térmica do sistema, somente utilizando a capacidade frigorífica do chiller e forçando o controle a trabalhar no máximo grau de exigência. A Figura 7.1 apresenta dados obtidos em tempo real da resposta do sistema a mudanças em degrau da carga térmica, somente controlando a abertura da válvula de expansão com o controlador PD*ID e trabalhando com o compressor a velocidade constante (4500 RPM).

O sistema de refrigeração é ligado (condições iniciais: válvula de expansão fechada, velocidade do compressor 0 rpm. temperaturas dos diferentes componentes do sistema 25 °C,

pressão de alta igual a pressão de baixa igual a 5 bar, carga térmica no evaporador igual a zero) e estabiliza-se em 500 segundos, após os quais mudou-se gradualmente a carga térmica até atingir a máxima carga do sistema e com um valor do erro menor a 1 °C. Aos 3000 segundos aplicou-se uma mudança em degrau da carga térmica (mudança na carga térmica extrema, levando o sistema ao limite; ver Figura 7.1.a) diminuindo de 100% (700 W) para 10% (70 W), o sistema reage diminuindo a temperatura na entrada do compressor aproximando-se da temperatura de saturação como se observa no ponto (1B) na Figura 7.1.b o sistema de controle atua fechando a válvula de expansão (ponto 1C) para evitar a entrada de refrigerante em estado líquido para o compressor; conseqüentemente diminui o valor do erro de 4,7 °C para $\pm 0,2$ °C estabilizando num tempo de 300 segundos. Esta condição de carga baixa (10%) é mantida por um intervalo de tempo de 1000 segundos onde a ação do controlador é mínima, mostrando que o sistema esta estabilizado em regime permanente. Nos 4000 segundos, incrementou-se a carga levando o sistema ao limite de máximo de carga térmica com uma mudança em degrau de 10% para 100% da capacidade de resfriamento do evaporador exigindo ao máximo ao sistema de controle . O controlador responde incrementando a vazão de refrigerante no ciclo por compressão de vapor através da abertura da válvula de expansão eletrônica (ponto 2C) e assim mantendo um erro máximo de 1,5 °C por um tempo de 300 segundos ao final do qual o erro atinge o valor menor que $\pm 0,2$ °C, estabilizando o sistema. Para testar o controle com mudança de cargas intermédias impôs-se ao sistema aos 4600 segundos uma diminuição em degrau da carga térmica de 100% para 78% (550 W) gerando um erro máximo de 2,3 °C (ponto 3C) para o qual o sistema de controle reage atingindo a estabilidade aos 4870 segundos como pode-se observar na Figura 7.1.c. Da mesma forma foram repetidas as mudanças da carga térmica no evaporador obtendo respostas rápidas por parte do controlador levando ao sistema ao mínimo erro com boa estabilidade.

Na Figura 7.2 é apresentado o consumo de potência e corrente durante a realização do teste da figura 7.1. O consumo de potência do compressor oscila num valor máximo de 342 W para cargas térmicas de 100% e valores de 310 W para quando o sistema trabalha com carga térmica parcial inferior a 10% (o consumo de potência elétrica do compressor é proporcional ao porcentagem de abertura da válvula de expansão, a maior abertura da válvula maior fluxo de refrigerante através do compressor, pelo qual maior potência é consumida, e vice-versa).

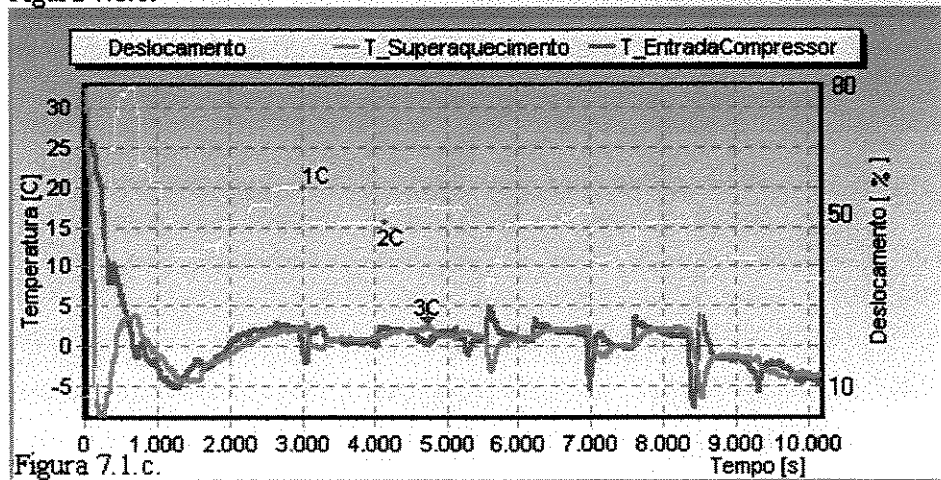
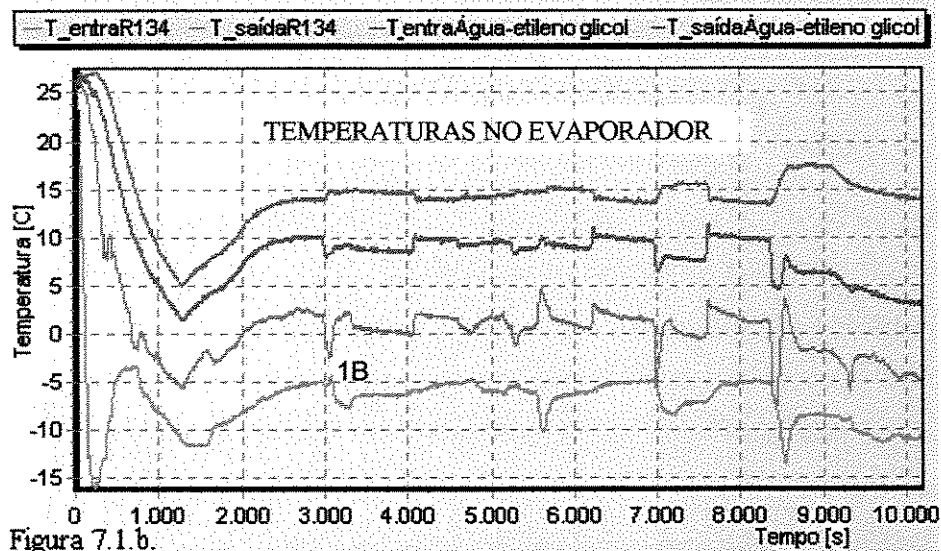
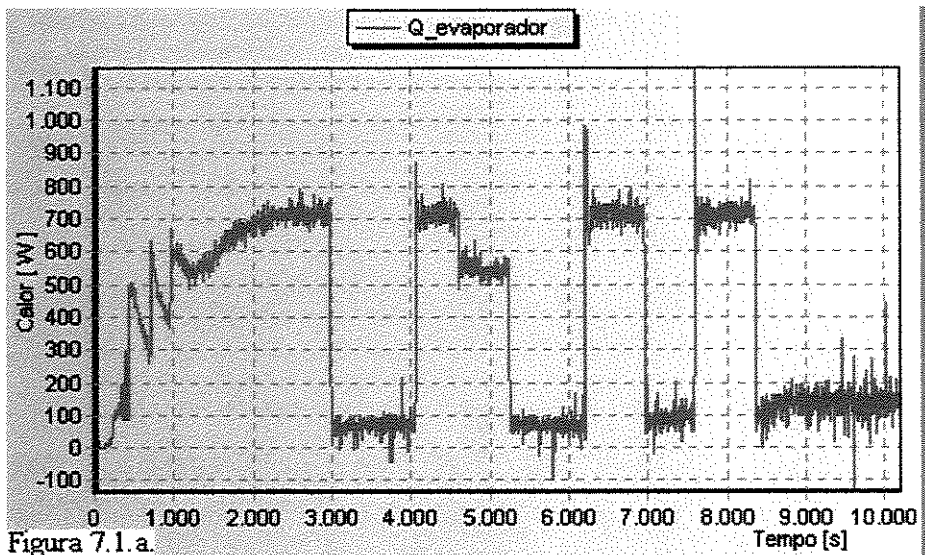


Fig 7.1 Comportamento do sistema com controle PI*ID na válvula de expansão

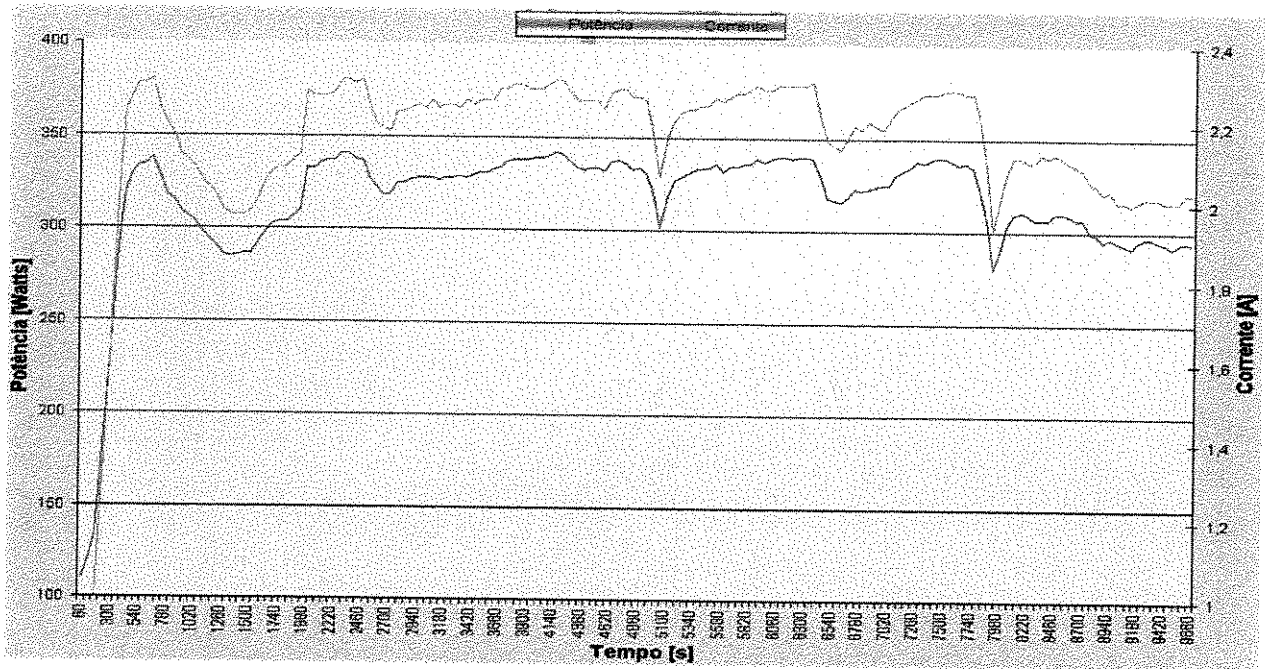


Figura 7.2 Potência e corrente consumida no compressor baixo a ação do controle difuso PD*ID controlando a abertura da válvula de expansão e trabalhando com o compressor a velocidade constante (4500 RPM)

7.2 Concepção do controlador difuso PD*ID

Para uma melhor compreensão da ação do controle difuso que atua para controlar a porcentagem de abertura da válvula de expansão projetou-se a base de regras dos controladores difusos num plano, conforme se mostra nas Figuras 7.3 e 7.4.

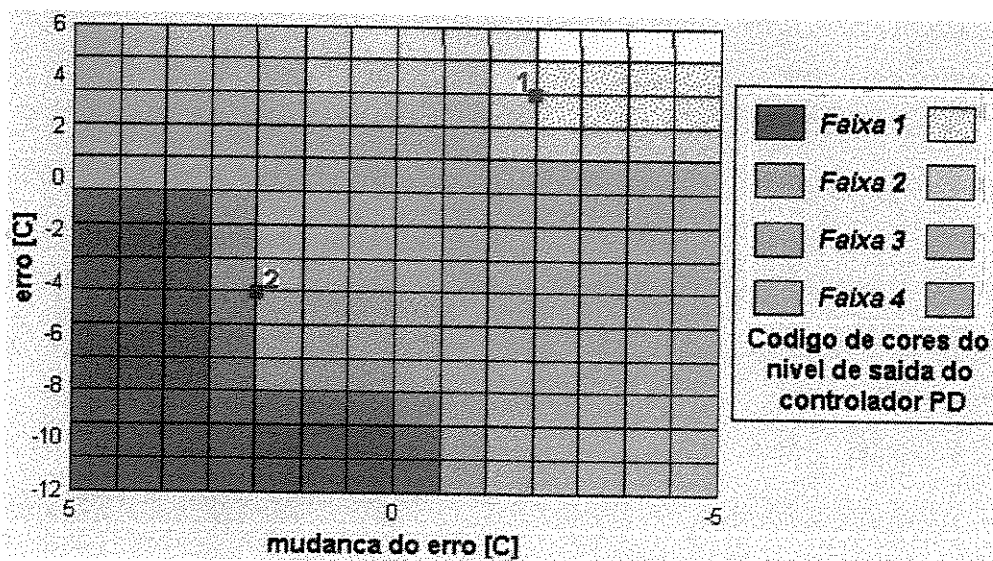


Figura 7.3 Superfície de controle do controlador difuso PD

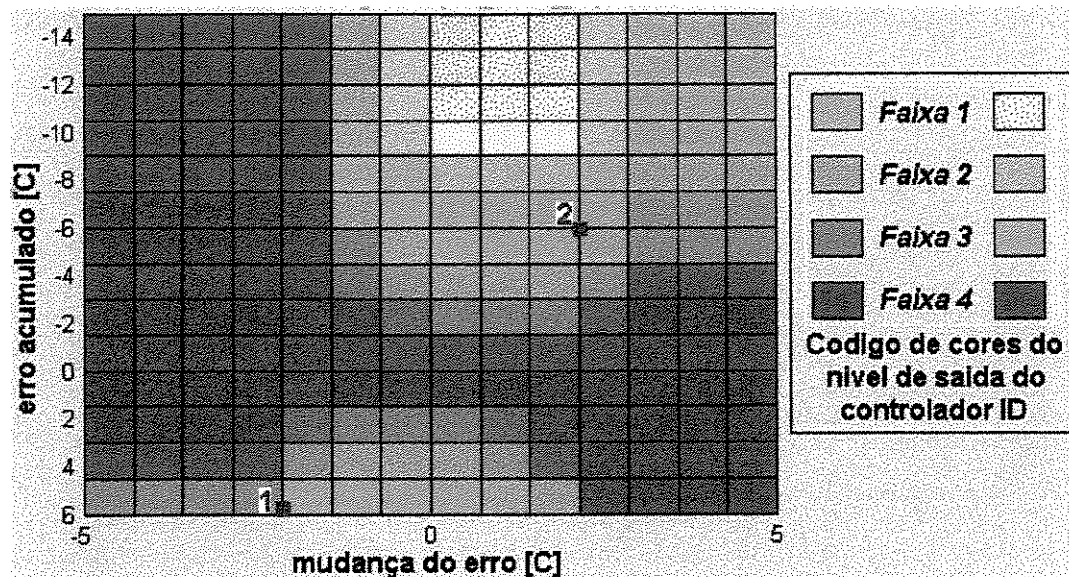


Figura 7.4 Superfície de controle do controlador difuso ID

As superfícies de controle foram divididas em 4 faixas, que apresentam comportamentos distintos discutidos a seguir:

Faixa 1: Caracterizada por apresentar altos valores na saída do controlador. Nesta faixa para o controle PD, o erro e a mudança do erro são grandes e normalmente a ação é feita depois de uma mudança brusca diminuindo a carga térmica do evaporador (ver figura 7.1 ponto 1A), situação na qual se geram valores altos no erro e mudança do erro é negativa grande (significando que a variável a controlar esta distanciando-se de seu valor de referencia).

Para o controle ID corresponde ao maior nível de amplificação, atingindo fatores multiplicativos de até 3.5 vezes. Nesta faixa o erro acumulado é grande e a mudança no erro e pequena.

Faixa 2: Caracteriza-se por gerar valores médios na saída do controlador

Faixa 3: Caracterizada por apresentar valores baixo na saída do controlador e atua quando o sistema apresenta pequenas instabilidades.

Faixa 4: Nesta faixa o erro, a mudança no erro e o erro acumulado são muito pequenos e a variável a ser controlada atinge sua referência com um erro mínimo. Nesta faixa o controle ID tem valores de amplificação nulos atingindo fatores multiplicativos em torno de 1.

Pode-se ver a ação do controlador na Figura 7.5. Se o erro muda aumentando positivamente como no caso dos 3000 segundos o controle PD atua gerando uma ação de controle com valor de 2,7 para minimizar o erro fechando a válvula. Neste ponto o controle ID gera um sinal de controle nulo igual a 1 que não contribui para a ação do controle acima da

válvula, devido ao componente derivativo que anula a ação deste controlador (se o erro muda a ação de controle ID é nula). No caso onde se apresente erro estacionário (o sistema não reage a ação do controle) a ação final do controle PD é amplificada (multiplicada) pela ação do módulo de controle ID, como acontece aos 3059 segundos, onde a saída do módulo PD (12,3) é amplificada (2,8 vezes) pela saída do módulo ID, forçando assim o sistema a reagir. Esta estrutura permite fazer um controle com diferente ganho na saída para um mesmo valor de erro que neste tipo de sistema (HVAC) é comum encontrar (Se o sistema esta trabalhando a altas cargas térmicas os valores de erro estão na faixa de ± 5 graus e a ação do controle tem que ser forte, mais também pode-se encontrar o mesmo valor de erro na faixa de ± 5 graus para baixas cargas térmicas onde a ação do controle deve ser menos forte neste caso a ação do controle é comandada só pelo modulo PD)

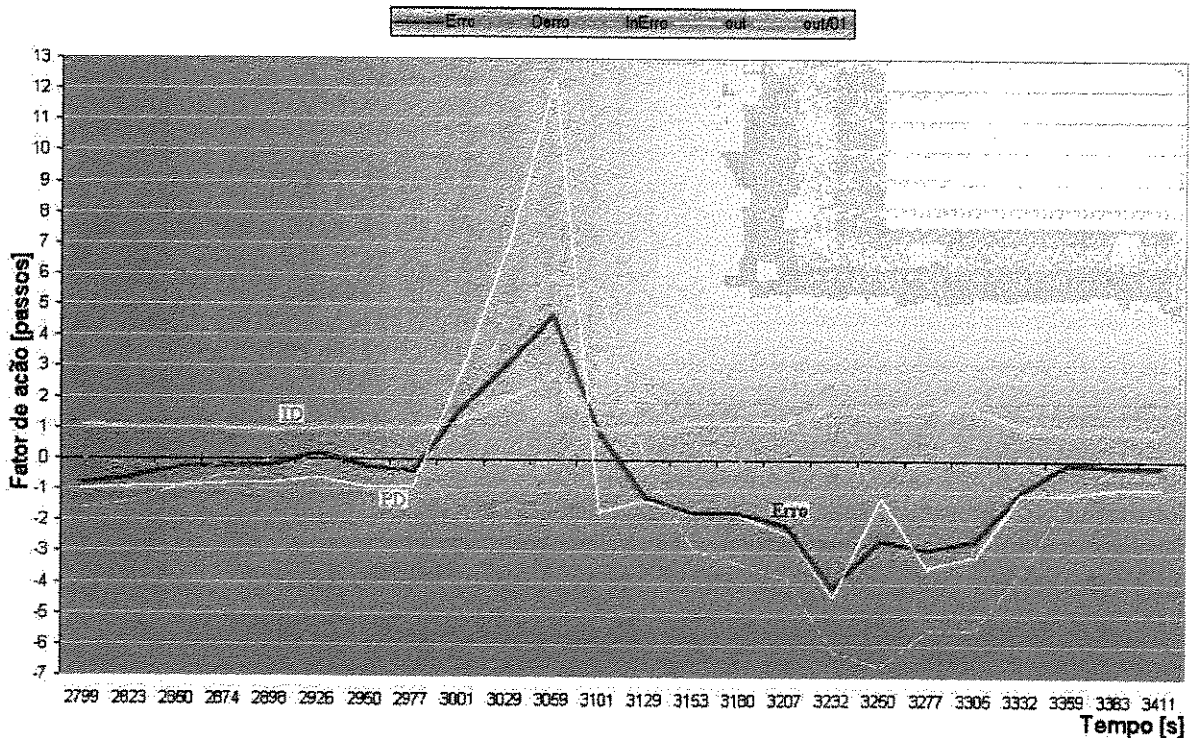


Figura 7.5 Ação do controle difuso

Nos 3232 segundos tem-se valor do erro igual a -4,1, com a derivada do erro igual a 2 e a integral do erro com valor de -6,2; cujas magnitudes são similares as apresentadas nos 3059 segundos, mas a ação do controle PD*ID é menor; isto porque a saída do controle é menor quando o erro é negativo devido a que, para o mesmo valor absoluto do erro, o valor lingüístico da função de pertinência é diferente: para um erro negativo de 4 o valor lingüístico é negativo

baixo (Figura 6.6) e a saída do controlador proporcional é também baixa (ponto 1, Figura 7.3 e 7.4), não entanto para um erro positivo de 4 o valor lingüístico é positivo médio e a saída do controlador é maior que no caso anterior (ponto 2, Figura 7.3 e 7.4). Esta diferencia é feita tendo em conta que quando o erro é negativo a ação do controle tem que ser rápida para evitar a entrada de refrigerante em estado liquido para o compressor, alem da inércia térmica do sistema é diferente quando se aumenta o diminui a carga térmica no sistema.

Na Figura 7.6 apresenta-se o comportamento do controle PD*ID da válvula de expansão para carga térmica variável no evaporador; com o compressor trabalhando a velocidade fixa (4500 RPM). Percebe-se o bom desempenho do controlador em todas as faixas de operação, mantendo o grau de superaquecimento com um erro mínimo.

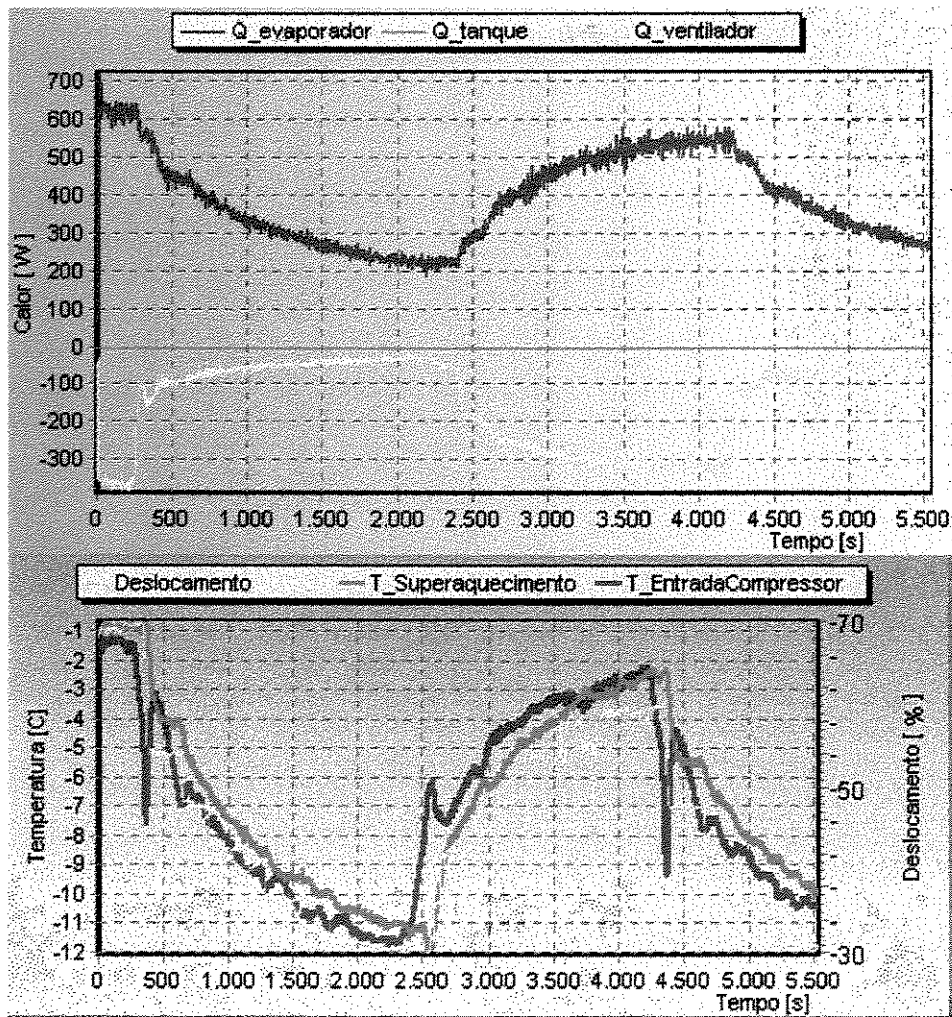


Figura 7.6 Comportamento do controle PD*ID da válvula de expansão para aumentos graduais da carga térmica.

7.3 Avaliação dos controladores difusos da válvula de expansão eletrônica e do motor do compressor trabalhando simultaneamente

Estes controladores foram projetados para trabalhar simultaneamente, modificando só o tempo (aumentando) e o ganho (diminuindo) da ação do controlador PD*ID difuso da válvula de expansão e incorporando a ação do controle da velocidade de rotação do motor como apresentado na Figura 7.7.

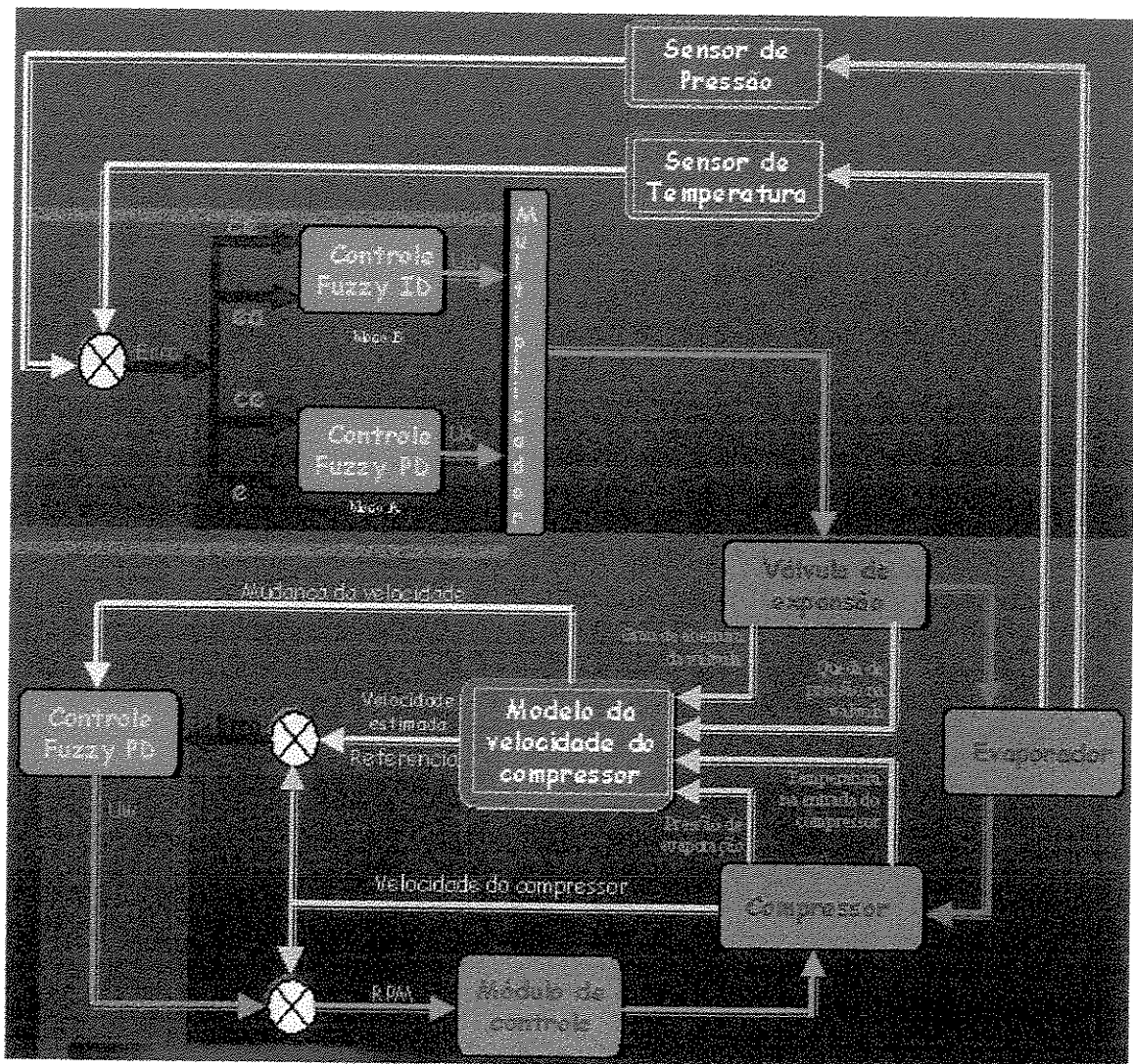


Figura 7.7 Controle proposto para o ciclo por compressão de vapor.

Na malha do controle proposto, é controlada a temperatura do refrigerante R134a que entra no compressor, utilizando o controlador difuso multiplicativo PD * ID apresentado no capítulo 6; que tem como sinal de referência do grau de superaquecimento. Simultaneamente com o controle da válvula de expansão, trabalha um outro controle difuso proporcional encarregado de controlar a velocidade de rotação do compressor, usando como sinal de referência a velocidade do compressor obtida através de um modelo simplificado do compressor.

Para analisar a resposta do controle foram feitos testes na bancada de ensaios, trabalhando em malha fechada até atingir o regime estável. Depois aplicou-se mudanças na carga térmica do evaporador. As respostas no evaporador e no compressor são apresentadas na Figura 7.8 e 7.9 respectivamente. Todos os dados apresentados neste trabalho são tomados em tempo real e sem nenhum tratamento posterior.

Dos 2000 até os 2200 segundos, a carga térmica no evaporador foi incrementada gradualmente de 350 W para 480 W. As temperaturas de entrada e saída da solução (75% água + 25% etileno glicol) no evaporador tendem a aumentar, da mesma forma as temperaturas de entrada e saída do refrigerante R134a tendem a aumentar. A resposta do controlador é abrir gradualmente a válvula de expansão de 24% para 32% e a velocidade do motor do compressor fica na mínima velocidade (2000 RPM) (ver Figura 7.9). A queda de pressão através da válvula de expansão permanece estável em 8 bar, e a pressão na entrada do compressor aumenta de 0,85 bar para 1,4 bar e a pressão na saída do compressor aumenta de 9 bar para 9,8 bar. A potência consumida pelo compressor aumenta gradualmente de 115 W para 131 W pelo fato do aumento da vazão de refrigerante R134a no sistema (ver Figura 7.9), o COP diminui de 3,8 para 3,4 como consequência do aumento do consumo de potência pelo compressor(ver Figura 7.10).

Dos 2300 até os 3000 segundos, a carga térmica no evaporador continua incrementando-se gradualmente até atingir os 700 W. A resposta do controlador é aumentar a porcentagem da abertura da válvula de expansão de 32% para 79% (ver Figura 7.8) e com o compressor incrementa gradualmente a velocidade de 2000 RPM (0 % da faixa da velocidade) para 4236 RPM (100 % da faixa da velocidade); a pressão na entrada do compressor fica estável e a pressão na saída do compressor aumenta proporcionalmente com a velocidade do compressor, o consumo de potência no compressor aumenta seguindo o perfil da pressão na saída do compressor (ver Figura 7.9) e o COP diminui de 3,4 para 2,15.

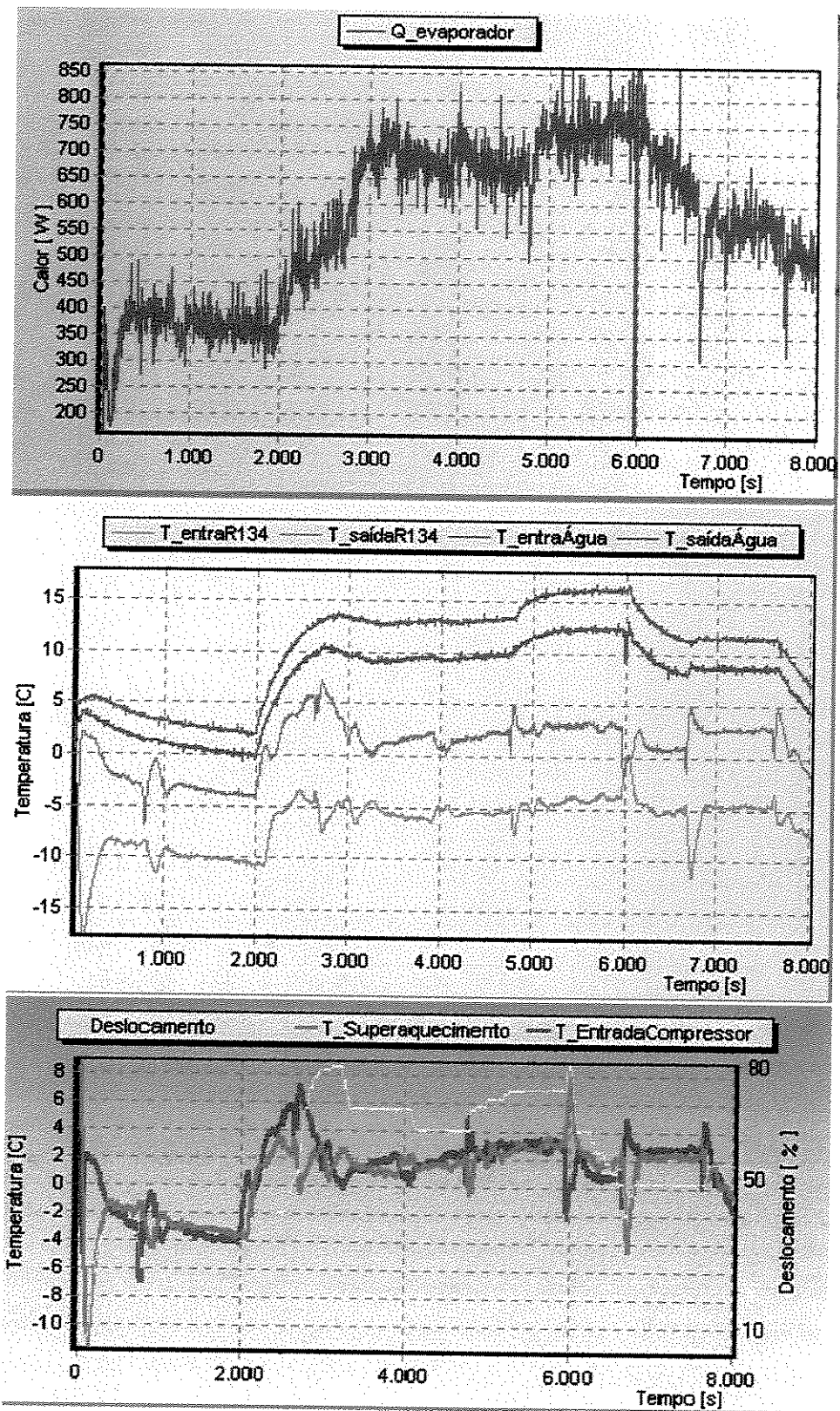


Figura 7.8 Comportamento das variáveis sob ação do controlador difuso proposto

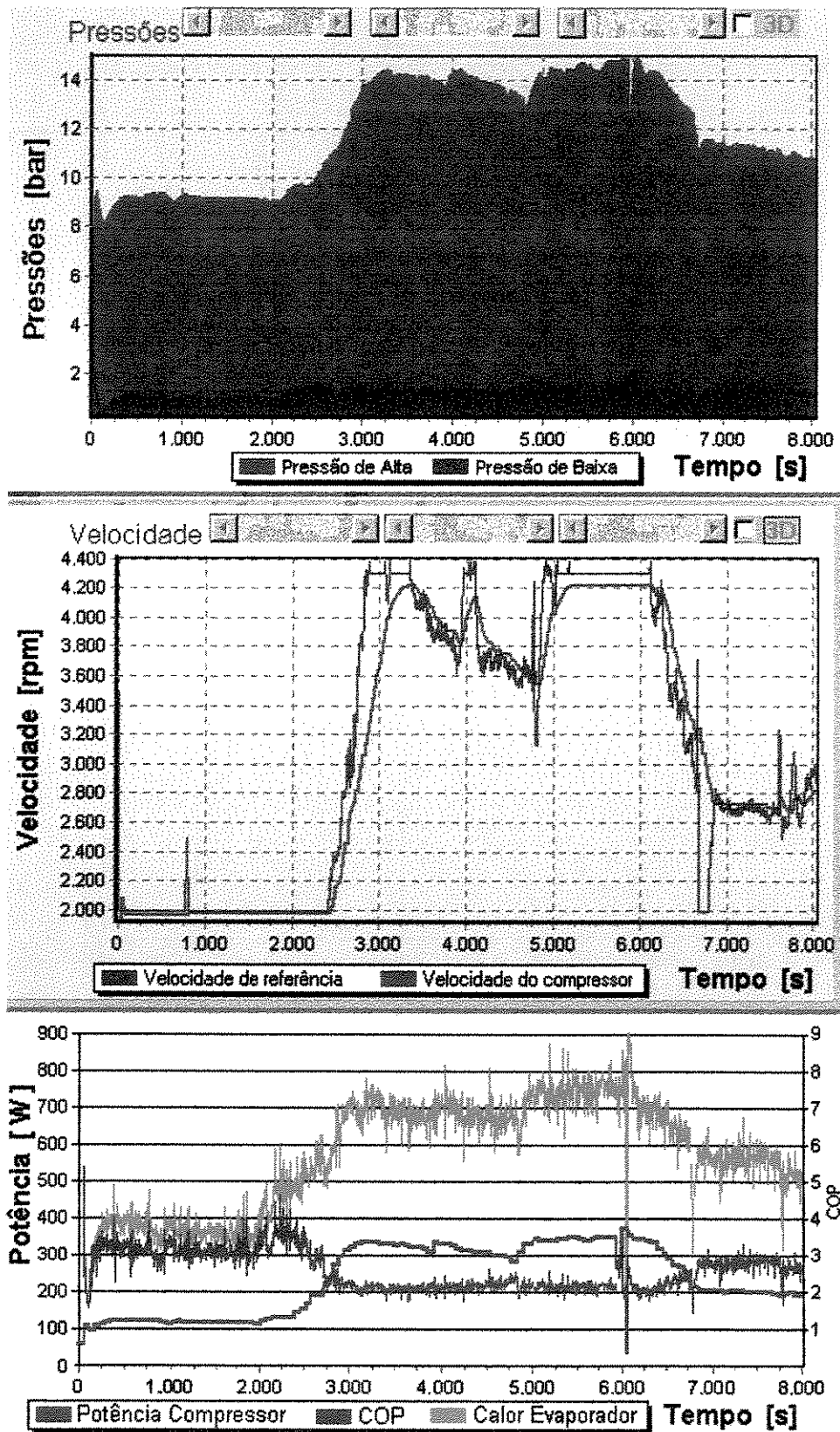


Figura 7.9 Comportamento do sistema nas variáveis do modelo do compressor

Dos 3300 até 3900 segundos a ação do controle através da válvula de expansão é mínimo, permanecendo estável a abertura da válvula ao redor de 70% (ver Figura 7.8); em contraste a velocidade do compressor (ver Figura 7.9) diminui, e assim mantém estável o grau de superaquecimento com mínimo erro.

Nos 4800 segundos aumento-se a carga térmica no evaporador e a ação do controle atua na válvula de expansão aumentando a porcentagem de abertura e simultaneamente aumentando a velocidade do compressor para manter o erro do grau de superaquecimento num valor mínimo. Nos 6000 segundos diminuiu-se a carga térmica no evaporador de 750 W até 500 W. A ação do controle faz fechar a válvula de expansão diminuindo a porcentagem de abertura e simultaneamente diminuindo a velocidade de rotação do compressor e assim mantendo estável e com mínimo erro o grau de superaquecimento.

Dos 6800 segundos até 7500 segundos a carga térmica no evaporador permanece constante num valor de 550 W, o sistema esta estável e o erro é mínimo pelo qual o sistema de controle não atua, deixando constante a porcentagem de abertura (48%) da válvula de expansão (ver Figura 7.8), e a velocidade do compressor (2720 RPM, equivalente ao 32 % da faixa da variação de velocidade do compressor) (ver Figura 7.9)

O controlador que regula simultaneamente a porcentagem da abertura da válvula de expansão e a velocidade do motor do compressor, além de controlar o grau de superaquecimento com um bom desempenho minimizando o erro num período de tempo razoavelmente curto, com mínima oscilação, fornece um melhor desempenho em relação ao consumo de energia, reduzindo a pressão de condensação e aumentando a pressão de aspiração através da regulagem da velocidade do compressor, mantendo o nível requerido de refrigeração e diminuindo o consumo de energia incrementando a desempenho e a eficiência, que associada a custos pode ser uma justificativa a mais para a implementação deste tipo de controle.

De uma maneira geral e tendo em vista o propósito de minimizar o erro em regime permanente na ordem de 1 °C, minimizar o *overshoot* e manter estável o sistema em toda a faixa de operação, o controle revelou-se bastante eficiente, permitindo ao sistema trabalhar dentro de limites extremos de operação.

Para o desenvolvimento da estrutura de controle mais apropriada ao sistema analisado, utilizaram-se das técnicas de controle (PD e ID), dentro da teoria de controle difuso.

Acredita-se que a estrutura de controle proposta seja típica para este tipo de sistema, pois atingiu os requisitos postos inicialmente neste trabalho.

Capítulo 8

Conclusões

Foi implementada uma estrutura adequada de controle do ciclo por compressão de vapor, controlando simultaneamente a abertura da válvula de expansão e a velocidade do motor do compressor numa bancada de testes experimental de um sistema de ar condicionado com armazenamento de energia utilizando banco de gelo, que foi projetado, construído, instrumentado e testado.

Foi construído um sistema eletrônico para controle do mecanismo de atuação da válvula de expansão (idealizada a partir de uma válvula termostática convencional) que oferece uma boa flexibilidade no controle da temperatura de superaquecimento, representando uma opção eficiente e de baixo custo.

Módulos eletrônicos que comandam os dispositivos de controle da bancada de testes foram projetados, construídos e postos em serviço com um bom grau de desempenho e flexibilidade.

Um programa de aquisição de dados e controle em tempo real foi desenvolvido especificamente para este trabalho, fornecendo grande flexibilidade por sua arquitetura aberta, podendo ser modificado facilmente ou implementado em outros projetos.

Foi implementado um modelo para o controle do grau de superaquecimento e velocidade de rotação do motor do compressor de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, aproveitando as vantagens oferecidas pelos controladores difusos. Este controle foi implementado de uma forma relativamente simples, pois não houve a necessidade do conhecimento prévio do modelo matemático do sistema.

A estratégia de controle implementada garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou o erro a valores inferiores a 1 °C para as condições de operação do sistema de refrigeração abrangendo todas as faixas de carga térmica. Observou-se um excelente desempenho do controlador ao manter o grau de superaquecimento do refrigerante R134a num nível constante e com um erro mínimo satisfatório.

Um desdobramento natural e evidente deste trabalho é a comparação do desempenho do sistema proposto com outras estratégias de controle para poder avaliar objetivamente a verdadeira contribuição desta metodologia de controle.

Os desafios postos para o futuro se colocam na implementação dos controles do sistema de refrigerante secundário e sistema de condicionamento de ar integrados junto com o controlador proposto neste trabalho.

O uso de sistemas de acionamentos com microprocessador permite programá-los com rotinas de diagnóstico de falhas ou de controle, o que aumentaria ainda mais a versatilidade do sistema criando atuadores autônomos.

A formulação de estratégias de controle que contemplem as características não lineares do problema das instabilidades do sistema é certamente uma área de interesse sempre constante. Controladores robustos baseados na lógica difusa, associados com procedimentos de identificação via redes neurais merecem ser investigados, pois representam uma boa alternativa para este tipo de sistemas.

Referências Bibliográficas

- ASHRAE, Chapter 33, Thermal storage, Applications Handbook, ASRHAE, pp.33.3 - 33.5, 1999.
- Braun, J.E., Comparison of chiller-priority, and optimal control of an ice-storage systems, ASHRAE Transaction, Part 1, pp. 893-902, 1992.
- Carey, C., Mitchell, J. and Beckman, W. The control of ice-storage systems, ASHRAE Transaction, part 1, pp. 1345-1352, 1995.
- Castle T. P., Richardson R. N., Ritter T. J. Thermostatic valve control using a non-azeotropic refrigerant, isobutano/propane mixture, International journal of refrigeration, 22, pp. 313-318, 1999.
- Dorgan, C. E. and Dorgan C. B. Case study of an ice storage system with cold air distribution and heat recovery, EPRI TR-105858, EPRI, Palo Alto, CA, USA, pp. 1-49, 1995.
- Dorgan, C.E. e Elleson, J.S. Fundamentals design considerations, design guide for cool thermal storage, ASHRAE, pp. 2-19 – 2-29, 1993.
- Drees, K. and Braun, J. Development and evaluation of a rule-base control estrategy for ice storage systems, HVAC&R Research Journal, Vol. 2, No. 4, ASHRAE, pp 312-334, 1996.

- Daryanian, B. and Norford, L. Minimum cost control of HVAC systems under real time prices, Proceeding of the IEEE Conference of control applications, Vol. 3, IEEE Picataway, NJ, pp. 1855-1860, 1994.
- Elleson, J. Successful cool storage projects: From planning to operation, ASHRAE, pp. 55-56, 1996
- Energy Efficiency Office, Guidance notes for reducing energy consumption costs of electric motors and drive systems, Good practice guide 2. Dept of Energy, UK. 1989.
- Englander, S.L. e Norford, L.K. Saving fan energy in VAV system – Part 1:Analysis of a variable-speed-drive retrofit, Part2: Supply fan control for static prssure minimization using DDC zone feedback. ASHRAE Transaction. Vol 98 Pt.2, pp 3-32, 1992.
- Florino, D., Thermal energy storage program for the 1990's, Energy – Engineering: Jornal of the Association of Energy, Vol. 89, No. 4, pp. 23 – 33, 1992.
- Frested J., Bernardi J., "Multivarible control of the vapor compressor processes",20th. Intenational congress of refrigeration, IIR/IIF, Sidney, 1999, paper 551.
- Gates R.S., Chao K., Sigrimis N. Identifying design parameters for fuzzy control of staged ventilation control systems. Computers and Electronics in Agriculture. 31, pp. 61-74, 2001.
- Gibson G.L., A supervisory controller for optimization of building central cooling systems, ASHRAE Transaction Symposia, PH-97-4-3, pp. 486-493, 1996.
- Henzen, G., Krarti, M. and Brandemuehl, M., A simulation enviroment for the analysis of ice storage controls, HVAC&R Research Journal, Vol. 3 No. 2, ASHRAE, pp. 128 – 148, 1997.

- Hittle, D. and Smith, T., Control strategies and energy consumption for ice storage systems using heat recovery and cold air distribution, ASHRAE Transaction, Part 1, pp. 1221 - 1229, 1994.
- Jang R., Stand-alone codes for fuzzy inference system, Copyright (c) 1994-98 by The MathWorks, Inc, Revision: 1.3 Date 1997/12/01, 1994
- Kawashima, M., Dorgan, C. E. and Mitchell, J., Optimizing system control with load prediction by neural networks for ice storage systems, ASHRAE Transaction, Part 1, pp. 1169 - 1178, 1996.
- King, D. and Potter, R., Description of a steady-state cooling plant model developed for use in evaluating optimal control of ice thermal energy storage systems, ASHAE Transaction, Part 1, pp. 42. - 53, 1998.
- Knebel, D., Optimal control of ice harvesting thermal energy storage systems, 25th. IECE Conference Proceeding, IEEE, pp. 209 - 214, 1990.
- Krarti, M., Brandemuehl, M.,and Henze,G., Evaluation of optimal control for ice storage systems, ASHRAE 809-RP, p. 225, 1995.
- Lenarduzzi F.J. and Yap, S. S., Measuring the performance of a varible-spced driver retrofit on a fixed-speed centrifugal chiller, ASHRAE Transaction: Symposia TO-98-6-3, 1998.
- Masato Kasahara, Todahiko Matsuba, Yukihiro Hashimoto, Itaru Murasawa, Kimbara Akiomi, Kazuyuki Kamimura, e Shigeru Kurosu. Optimal preview control for HVAC system. ASHRAE Transaction, Part 1, pag. 502-513, 1998
- Massie D.D., Curtiss P.S., Kreider J.F., Predicting cental plant HVAC equipment performance using neural networks -Laboratory systems test results-, ASHRAE Transaction Research, 4112, pp. 221-228, 1997.

- Mc Neil, W.P., Operating experience with an ice storage system, A case history, Riverwoods, Illinois, pp. 20-1 - 20-20, 1992.
- Patyra M. J. And Grantner J. L., Hardware implementations of digital fuzzy logic controllers, Information Sciences and International Journal, 113, pp. 19-54, 1999.
- Rawlings, L. K., Ice storage system optimization and control strategies, ASHRAE Transaction 91, Part 1, pp. 12 - 23, 1985.
- Ruchti, T., Drees, K. and Decious, D., Near optimal ice storage systems controller, EPRI International conference of sustainable thermal energy storage - Proceeding, HVAC&R Center, University of Wisconsin - Madison. pp. 92 -98, 1996.
- Schmidt F., Optimal control of electronic expansion valves in modern low desing, 20th. International congress of refrigeration IIR/IIF, Sidney Australia, 1999.
- Shavit G. and Wruck R. A., Undertanding the control loop", ASHRAE Journal (1997) <http://204.7.184.20/journal/pgart5.htm>
- Shengwei Wang. Dynamic simulation of building VAV air-conditioning system and evaluation of EMCS on-line control strategies. Building and Environment 34, pp 681-705, 1999.
- Silva S. A., Desenvolvimento de uma válvula de expansão comandada por um microcomputador, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia MG. Brasil, 134 pag.
- Simmonds, P., A comparison of energy consumption for storage priority and chiller priority for ice-based thermal storage systems, ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 100, pp. 1746 - 1753, 1994.

Spethmann, D., Application consideration in optimal control of cool storage, ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 99, pp. 1009 - 1015, 1993.

Splitter, J.D., Hittle D.C., Johnson D.L., e Pedersen C.O. Fan electricity consumption for variable air volume. ASHRAE Transactions 92 (2B), pp 5-18, 1986

Tassou S. A., Quereshi Q., Comparative performance evolution of poisitve displacement compressor in variable-speed refrigeration application, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No.1, pp. 29-41, 1998.

Anexo I

Programa de aquisição de dados

```
//-----  
#include <vcl.h>  
#pragma hdrstop  
#include "UTesis2.h"  
#include "UTesis1.h"  
#include "UTesis3.h"  
#include "UTesis4.h"  
#include "UTesis5.h"  
#include "UTesis6.h"  
#include "UTesis7.h"  
#include "UTesis8.h"  
#include "UTesis9.h"  
#include "iopuertas.h"  
#include "ObjPuertas36.h"  
#include "ObjControl.h"  
#include "FIS.h"  
#include "ObjCalParam.h"  
#include "String.h"  
#include <math.h>  
#include <stdio.h>  
#include <stdlib.h>  
#include <conio.h>  
#include <time.h>  
#include <dos.h>  
  
FILE *Arquivo;  
FILE *ArquivoActuador;  
FILE *ArquivoCalculados;  
void ProgramaTempo_36(char,char,unsigned int);  
void ProgramaMemoriaCanais();  
void LimpaFIFO();  
void AutoCalibracao_36();  
void ProgramaTimer_32 (char, char, unsigned int);
```

```

void AutoCalibracao_32();
float leeVoltios(int);
float LeConv_36(int);
void ControlCondensador(float, float, float);
void compresor(unsigned int, int);
void bomba(int, int, int);
void MotPAP(int, int, double, double);
char *fisname;
char *fisname1;
void Fancoil (int);
void V3Vias(int);
double temporizador();
float entalpia1 (float, float);
float entalpia2 (float, float);
float entalpia4 (float, float);
float Densidad4_R134(float, float);
float Cp4_R134a(float, float);
float Tsatevaporador(float);
float Tsatcondensador(float);
float GrauSuperaquecimento (float, float);
float Q_Agua_Evaporador(float, float, float);
float Q_Agua_Banco(float, float, float);
float Q_Agua_Fan(float, float, float);
double tt=0.0;
int frecb=0;
int frecfan=0;
int PosV3Vias=0;

float error;
int suiche=0;
double giro=0.0;
double sentido=128.0;
float T0, T3, T3K, T4, T4K, T11, T11K, TKSA, PS, T_evaporacion, T_evaporacionK,
QT_ABanc;

```

```

*****
*                           Matriz de controle da velocidade do motor do compressor                           *
*****
* int tabdig[846]={0, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, *
* 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 2, 2, *
* 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 2, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, *
* 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 4, 5, *
* 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 5, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 6, 7, 7, *
* 7, 7, 7, 7, 7, 7, 7, 7, 7, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 8, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 9, 10, 10, *
* 10, 10, 10, 10, 10, 10, 10, 10, 10, 10, 11, 11, 11, 11, 11, 11, 11, 11, 11, 11, 12, 12, 12, 12, 12, 12, 12, *
* 12, 12, 12, 12, 13, 13, 13, 13, 13, 13, 13, 13, 13, 13, 14, 14, 14, 14, 14, 14, 14, 14, 14, 14, 15, 15, *
* 15, 15, 15, 15, 15, 15, 16, 16, 16, 16, 16, 16, 16, 16, 16, 17, 17, 17, 17, 17, 17, 17, 17, 17, 17, 18, 18, 18, *

```

```

* 18, 18, 18, 18, 19,19, 19, 19, 19, 19, 19, 20, 20, 20, 20, 20, 20, 20, 20, 21, 21, 21, 21, 21, 21, 22 *
* 22,22, 22, 22, 22, 22, 23, 23, 23, 23, 23, 23, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 25, 25, 25, 25, 25, 26, *
* 26, 26, 26, 26, 26, 27, 27, 27, 27, 27, 28, 28, 28, 28, 28, 29, 29,29, 29, 29, 30, 30, 30, 30, *
* 30, 31, 31, 31, 31, 31, 32, 32, 32, 32, 32, 33, 33,33, 33, 33, 34, 34, 34, 34, 35, 35, 35, 35, *
* 35, 36, 36, 36, 36, 37, 37, 37, 37,38, 38, 38, 38, 39, 39, 39, 39, 39, 40, 40, 40, 40, 41, 41, 41, *
* 41, 42, 42, 42,42, 43, 43, 43, 43, 44, 44, 44, 44, 45, 45, 45, 45, 46, 46, 46, 47, 47, 47, 47,48, *
* 48, 48, 48, 49, 49, 49, 50, 50, 50, 50, 51, 51, 51, 52, 52, 52, 52, 53, 53,53, 54, 54, 54, 55, *
* 55, 55, 55, 56, 56, 56, 57, 57, 57, 58, 58, 58, 59, 59, 59,59, 60, 60, 60, 61, 61, 61, 62, 62, *
* 62, 63, 63, 63, 63, 64, 64, 64, 65, 65, 65,66, 66, 66, 67, 67, 67, 68, 68, 68, 68, 69, 69, 69, *
* 70, 70, 70, 71, 71, 71, 72,72, 72, 73, 73, 74, 74, 75, 75, 75, 76, 76, 76, 77, 77, 77, 78, 78, *
* 79, 79, 79,80, 80, 80, 81, 81, 82, 82, 82, 83, 83, 84, 84, 84, 85, 85, 86, 86, 86, 87, 87,87, 88, *
* 88, 89, 89, 89, 90, 90, 91, 91, 92, 92, 92, 93, 93, 94, 94, 94, 95, 95,96, 96, 97, 97, 97, 98, 98, *
* 99, 99, 99, 100, 100, 101, 101, 102, 102, 103, 103,104, 104, 105, 105, 105, 106, 106, 107, *
* 107, 108, 108, 109, 109, 110, 110, 111,111, 111, 112, 112, 113, 113, 114, 114, 115, 115, *
* 116, 116, 117, 117, 118, 118,119, 119, 120, 120, 121, 121, 122, 122, 123, 123, 124, 124, *
* 125, 125, 126, 126,127, 127, 127, 128, 128, 129, 129, 130, 130, 131, 131, 132, 132, 133, *
* 134, 134,135, 135, 136, 136, 137, 137, 138, 138, 139, 139, 140, 140, 141, 142, 142, 143, *
* 143, 144, 144, 145, 145, 146, 146, 147, 147, 148, 149, 149, 150, 150, 151, 151,152, 152, *
* 153, 154, 154, 155, 155, 156, 156, 157, 157, 158, 159, 159, 160, 160,161, 161, 162, 163, *
* 163, 164, 164, 165, 165, 166, 167, 167, 168, 168, 169, 169,170, 171, 171, 172, 172, 173, 174, *
* 174, 175, 176, 176, 177, 177, 178, 179, 179,180, 181, 181, 182, 183, 183, 184, 184, 185, 186, *
* 186, 187, 187, 188, 189, 189,190, 191, 191, 192, 192, 193, 194, 194, 195, 195, 196, 197, 197, *
* 198, 199, 199,200, 201, 201, 202, 203, 203, 204, 205, 205, 206, 207, 207, 208, 208, 209, *
* 209,210, 211, 211, 212, 212, 213, 213, 214, 215, 215, 216, 217, 217, 218, 219, 219,220, 221, *
* 221, 222, 223, 224, 224, 225, 226, 226, 227, 228, 228, 229, 230, 231,231, 232, 233, 233, 234, *
* 235, 235, 236, 237, 238, 238, 239, 240, 241, 241, 242,243, 243, 244, 245, 245, 246, 247, 248, *
* 248, 249, 250, 250, 251, 252, 253, 254,255};
*****

```

```

//-----
#pragma package(smart_init)
#pragma resource "*.dfm"
TForm2 *Form2;
FIS *fis;
FIS *fis1;
//-----
__fastcall TForm2::TForm2(TComponent* Owner)
: TForm(Owner)
{
Timer1->Enabled=false;
TimerFuzzy->Enabled=false;
ProgramaTempo_36(0,1,2);
ProgramaTempo_36(1,1,2);
ProgramaTempo_36(2,1,2);
ProgramaMemoriaCanais();
AutoCalibracao_36();
}

```

```

LimpaFIFO();
ProgramaTimer_32 (0,1,2);
ProgramaTimer_32 (1,1,2);
ProgramaTimer_32 (2,1,2);
void AutoCalibracao_32();
Sleep(10);
outportb(0x305,0xF0);
fisname = "VEEPD13012004.fis";
fis = CreateFisStructure(fisname);
fisname1 = "VEEID13012004.fis";
fis1 = CreateFisStructure(fisname1);
}
//-----

void __fastcall TForm2::IniciarBitBtn1Click(TObject *Sender)
{
Arquivo = fopen("Monito19012004(SH7).txt","a");
ArquivoActuador = fopen("Actuador19012004(SH7).txt","a");
ArquivoCalculados = fopen("ParaCalculados19012004(SH7).txt","a");
Timer1->Enabled=true;
TimerFuzzy->Enabled=true;
}
//-----

void __fastcall TForm2::PararBitBtn2Click(TObject *Sender)
{
TimerFuzzy->Enabled=false;
Timer1->Enabled=false;
fclose(Arquivo);
fclose(ArquivoActuador);
fclose(ArquivoCalculados);
}
//-----

void __fastcall TForm2::SairBitBtn3Click(TObject *Sender)
{
Form2->Close();
}
//-----

void __fastcall TForm2::Timer1Timer(TObject *Sender)
{
int digito;
float Delta_tt, tt_0;
tt = temporizador();
Delta_tt=tt-tt_0;
tt_0=tt;
}

```

```
float Temp0=leeVoltios(0);
static double rpm_m=2000.0;
static double rpmm=2000.0;
float rpm_3_1, rpm_3_2,rpm_3_3, rpm_3_4, rpm_3_5, rpm_3;
```

```

////////////////////////////////////
////          Leitura entradas analógicas placa CAD 1232          ////
////////////////////////////////////
/ T0=Temp0;          Leitura sensor de posição válvula de expansão/
/ AEdV1->Text=FloatToStrF(T0,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp1=leeVoltios(1);          /
/ float T1=0.15615-21.2768*Temp1;          Equação de calibração sensor temperatura 1/
/ float T1K=T1+273.3;          /
/ TEdS1->Text=FloatToStrF(T1,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp2=leeVoltios(2);          Equação de calibração sensor temperatura 2/
/ float T2=-0.06825-21.2572*Temp2;          /
/ float T2K=T2+273.3;          /
/ TEdS2->Text=FloatToStrF(T2,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp3=leeVoltios(3);          Equação de calibração sensor temperatura 3/
/ T3=0.328173-21.8584*Temp3;          /
/ T3K=T3+273.3;          /
/ TEdS3->Text=FloatToStrF(T3,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp4=leeVoltios(4);          Equação de calibração sensor temperatura 4/
/ T4=-0.0521731-21.4059*Temp4;          /
/ T4K=T4+273.3;          /
/ TEdS4->Text=FloatToStrF(T4,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp5=leeVoltios(5);          /
/ float T5=0.174685-21.6763*Temp5;          Equação de calibração sensor temperatura 5/
/ float T5K=T5+273.3;          /
/ TEdS9->Text=FloatToStrF(T5,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp6=leeVoltios(6);          /
/ float T6=-0.00901211-21.4867*Temp6;          Equação de calibração sensor temperatura 6/
/ float T6K=T6+273.3;          /
/ TEdS10->Text=FloatToStrF(T6,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp7=leeVoltios(7);          /
/ float T7=0.03767-21.58*Temp7;          Equação de calibração sensor temperatura 7/
/ float T7K=T7+273.3;          /
/ TEdS13->Text=FloatToStrF(T7,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp8=leeVoltios(8);          /
/ float T8=0.172-21.558*Temp8;          Equação de calibração sensor temperatura 8/
/ float T8K=T8+273.3;          /
/ float Temp9=leeVoltios(9);          /
/ float T9=0.12136-21.3767*Temp9;          Equação de calibração sensor temperatura 9/
/ float T9K=T9+273.3;          /
/ TEdS11->Text=FloatToStrF(T9,ffGeneral,3,5);          /
/ float Temp10=leeVoltios(10);          /
/ float T10=-0.13676-21.39*Temp10;          Equação de calibração sensor temperatura 10/

```

```

/ float T10K=T10+273.3; /
/ float Temp11=leeVoltios(11); /
/ T11=-0.148603-21.5468*Temp11; Equação de calibração sensor temperatura 11/
/ T11K=T11+273.3; /
/ TEdS12->Text=FloatToStrF(T11,ffGeneral,3,5); /
/ float Temp12=leeVoltios(12); /
/ float T12=0.33980-21.1279*Temp12; Equação de calibração sensor temperatura 12/
/ float T12K=T12+273.3; /
/ TEdS5->Text=FloatToStrF(T12,ffGeneral,3,5); /
/ float Temp13=leeVoltios(13); /
/ float T13=-0.231823-21.3675*Temp13; Equação de calibração sensor temperatura 13/
/ float T13K=T13+273.3; /
/ TEdS6->Text=FloatToStrF(T13,ffGeneral,3,5); /
/ float Temp14=leeVoltios(14); /
/ float T14=-0.35537-21.5576*Temp14; Equação de calibração sensor temperatura 14/
/ float T14K=T14+273.3; /
/ TEdS7->Text=FloatToStrF(T14,ffGeneral,3,5); /
/ float Temp15=leeVoltios(15); /
/ float T15=-0.0676041-21.4961*Temp15; Equação de calibração sensor temperatura 15/
/ float T15K=T15+273.3; /
/ TEdS8->Text=FloatToStrF(T15,ffGeneral,3,5); /
////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////

```

```

////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
//////                Leituras entradas analógicas placa CAD 1236 Para sensores de pressão                ////
////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
\ float Pres1=LeConv_36(0); \
\ float BAR1=-6.18116 + 6.27371*Pres1; Equação de calibração sensor pressão 1\
\ PEdS1->Text=FloatToStrF(BAR1,ffGeneral,3,3); \
\ float Pres2=LeConv_36(1); \
\ float BAR2=-6.37362 + 6.28775*Pres2; Equação de calibração sensor pressão 2\
\ PEdS2->Text=FloatToStrF(BAR2,ffGeneral,3,3); \
\ float Pres3=LeConv_36(2); \
\ float BAR3=-2.53264 + 2.54995*Pres3; Equação de calibração sensor pressão 3\
\ PEdS3->Text=FloatToStrF(BAR3,ffGeneral,3,3); \
\ float Pres4=LeConv_36(3); \
\ float BAR4= -2.54976 + 2.52424*Pres4; Equação de calibração sensor pressão 4\
\ PEdS4->Text=FloatToStrF(BAR4,ffGeneral,3,3); \
////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////

```

```

PS=BAR4+0.995;
float P1=BAR1+0.995;
float P2=BAR2+0.995;
float Pc=BAR2+0.995;

```

```

float h1_R134 = entalpia1(T1, P1);
float h2_R134 = entalpia2(T2, P2);

```



```
float h4_R134 = entalpia4(T4, PS);
float Cap_Frig = h4_R134 - h2_R134;
```

Calcula a capacidade frigorífica do ciclo por compressão de vapor assumindo processo isoentálpico na válvula de expansão.

```
T_evaporacion = Tsatevaporador(PS);
T_evaporacionK=T_evaporacion+273.3;
float T_condensacion = Tsatcondensador(Pc);
float T_condensacionK=T_condensacion+273.3;
float Dens4_R134 = Densidad4_R134(T4, PS);
float Cp4R134 = Cp4_R134a(T4, PS);
```

```

||-----||
||          Leitura entradas analógicas placa CAD 1236 Para sensores de Vazão          ||
||-----||
|| float CaudR134Volts = LeConv_36(4); ||
|| float CaudR134a = -6.3 + 16.175543*CaudR134Volts; [LPM] Equação de calibração sensor ||
||                                     de vazão de refrigerante R134a ||
|| if(CaudR134a<0.5)CaudR134a=0.0; ||
|| float CaudR134aM =CaudR134a*Dens4_R134/60.0; // [kg/s] ||
|| VEdS3->Text=FloatToStrF(CaudR134a,ffGeneral,3,3); ||
|| float CaudRefSecVolts=LeConv_36(5); ||
|| float CaudRefSec = -0.0975637999 + 12.6083483*CaudRefSecVolts; //LPM] Equação de ||
||                                     calibração sensor de vazão ||
||                                     de refrigerante secundário através do tanque ||
|| if(CaudRefSec<0.5)CaudRefSec=0.0; ||
|| //float CaudRefSec=-0.0257424274 + 3.32674098*CaudRefSecVolts; //GPM ||
|| VEdS2->Text=FloatToStrF(CaudRefSec,ffGeneral,3,3); ||
|| float CaudArVolts=LeConv_36(6); //PARA CALIBRAR OJO ||
|| PEdS5->Text=FloatToStrF(CaudArVolts,ffGeneral,3,3); ||
|| float CaudAguaFanVolt=LeConv_36(7); // ||
|| float CaudAguaFan= float CaudAguaFan=(-0.9828 + 2.5675*CA - 1.6403*CA*CA + ||
|| 0.545*CA*CA*CA - 0.095896*CA*CA*CA*CA + 0.00851651*CA*CA*CA*CA*CA - ||
|| 0.000300842*CA*CA*CA*CA*CA*CA)*3.785; ||
||                                     Equação de calibração sensor de vazão de ||
||                                     refrigerante secundário através do fan coil ||
|| VEdS1->Text=FloatToStrF(CaudAguaFanVolt,ffGeneral,3,3); ||
||-----||

```

```
ControlCondensador(T_condensacion,T2,T1);
bomba(0x386, 0x387, frecb);
float rpmbomba=frecb*13.53;
Fancoil(frecfan);
float VelVentilador=frecfan*100.0/255.0;
digito=tabdig[suiche-599];
compresor(0x307, digito);
float rpmcomp = 3.0*suiche;
```

```

V3Vias(PosV3Vias);
float PosV3VPorc = PosV3Vias/2.55;
float Q_AEvap = Q_Agua_Evaporador(CaudRefSec, T12K, T13K);
float Q_ABanc = Q_Agua_Banco(CaudRefSec, T14K, T15K);
float Q_FanAr = Q_Agua_Fan(CaudRefSec, T5K, T6K);
float DeltaQ_ABanc = Delta_tt*Q_ABanc;
QT_ABanc = QT_ABanc + DeltaQ_ABanc;

TKSA = T3K + 7.0;                               Calcula temperatura de superaquecimento
float TSA=T3+7.0;

float OD_3=50+50*T0;                             Calcula Porcentagem da abertura da válvula
                                                  de expansão termostatica
float DeltaBAR = BAR2-BAR3;                       Calcula queda de pressão através da válvula
if (DeltaBAR<0)                                   de expansão termostatica
{
    DeltaBAR=0.0;
}
rpm_3_1=rpm_3;
if(rpm_3_1<1600)
{
    rpm_3_1=3500.0;
}
if(rpm_3_1>4400)
{
    rpm_3_1=3500.0;
}
rpm_3_2=rpm_3_1;
rpm_3_3=rpm_3_2;
rpm_3_4=rpm_3_3;
rpm_3_5=rpm_3_4;
rpm_3 = (sqrt(DeltaBAR)*T4K*OD_3)/(BAR4*5.0);    Estima a velocidade na qual o compressor
                                                  deveria girar em função do porcentagem e
                                                  queda de pressão através da válvula de
                                                  expansão termostatica
rpm_m = 500+(rpm_3_5+rpm_3_4+rpm_3_3+rpm_3_2+rpm_3_1+rpm_3)/12.0+rpmm*0.5;
rpmm=rpm_m;
Edit1->Text=FloatToStrF(rpm_m,ffGeneral,3,3);

((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((
(      Gráficos de tendência do compressor      )
((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((((
(      Form3->Series1->AddXY(tt,T4,"",clGreen);  )
(      Form3->Series2->AddXY(tt,T1,"",clRed);   )
(      Form3->Series3->AddXY(tt,BAR1,"",clRed); )
(      Form3->Series4->AddXY(tt,BAR4,"",clBlue);)
(      Form3->Series5->AddXY(tt,rpmcomp,"",clRed); )

```



```
Form7->Winter->AddXY(tt,rpmbomba,"",clRed);
```

```
Form7->Summer->AddXY(tt,CaudRefSec,"",clBlue);
```

```
Form8->Series1->AddXY(tt,T10,"",clRed);
```

```
Form8->Series2->AddXY(tt,T11,"",clGreen);
```

```
Form8->Series3->AddXY(tt,T14,"",clYellow);
```

```
Form8->Series4->AddXY(tt,T15,"",clBlue);
```

```
Form8->Series5->AddXY(tt,Q_ABanc,"",clGreen);
```

```
Form8->Series6->AddXY(tt,CaudRefSec,"",clRed);
```

```
Form8->Series7->AddXY(tt,rpmbomba,"",clGreen);
```

```
Form8->Series8->AddXY(tt,PosV3VPorc,"",clRed);
```

```
Form9->LineSeries1->AddXY(tt,CaudArVolts,"",clRed);
```

```
Form9->LineSeries2->AddXY(tt,T7,"",clRed);
```

```
Form9->LineSeries3->AddXY(tt,T9,"",clGreen);
```

```
//Form9->LineSeries4->AddXY(tt,ErroFan,"",clRed);
```

```
//Form9->LineSeries5->AddXY(tt,SinalControlFan,"",clGreen);
```

```
Form9->LineSeries6->AddXY(tt,CaudRefSec,"",clBlue);
```

```
Form9->LineSeries7->AddXY(tt,rpmbomba,"",clYellow);
```

```
Form9->Series1->AddXY(tt,VelVentilador,"",clGreen);
```

```
Form9->Series2->AddXY(tt,T6,"",clYellow);
```

```
Form9->Series3->AddXY(tt,T5,"",clBlue);
```

```
~~~~~  
< Salva em arquivo as grandezas monitoradas e os parâmetros calculados >  
~~~~~
```

```
fprintf(Arquivo,
```

```
"%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f  
%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f  
%-10.1f%-10.1f%- 10.1f\n",
```

```
tt, T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8, T9, T10, T11, T12, T13, T14, T15, T0, BAR1, BAR2,  
BAR3, BAR4, rpmbomba, rpmcomp, CaudR134aM, CaudRefSec);
```

```
fprintf(ArquivoCalculados,
```

```
"%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f%-10.1f\n",  
tt, h1_R134, h2_R134, h4_R134, Dens4_R134, Cp4R134, Q_AEvap, Q_ABanc, Q_FanAr,  
QT_ABanc);
```

```
}
```

```
//-----
```

```
void __fastcall TForm2::ScrollBar1Change(TObject *Sender)
```

```
{  
frecb=ScrollBar1->Position;
```

```
}
```

```
//-----
```

```
void __fastcall TForm2::ScrollBar2Change(TObject *Sender)
```

```

{
suiche=ScrollBar2->Position;
float frequenciac=3.0*suiche;
REdR1->Text=FloatToStrF(frequenciac,ffGeneral,5,3);
}
//-----

void __fastcall TForm2::Compressor1Click(TObject *Sender)
{
Form3->ShowModal();
}
//-----

void __fastcall TForm2::Condensador1Click(TObject *Sender)
{
Form4->ShowModal();
}
//-----

void __fastcall TForm2::Vlvula1Click(TObject *Sender)
{
Form5->ShowModal();
}
//-----

void __fastcall TForm2::Evaporador1Click(TObject *Sender)
{
Form6->ShowModal();
}
//-----

void __fastcall TForm2::Acondicionadordoar1Click(TObject *Sender)
{
Form9->ShowModal();
}
//-----

void __fastcall TForm2::TanquedeGelo1Click(TObject *Sender)
{
Form8->ShowModal();
}
//-----

void __fastcall TForm2::Bomba1Click(TObject *Sender)
{
Form7->ShowModal();
}

```

```
//-----  
void __fastcall TForm2::ScrollBar3Change(TObject *Sender)  
{  
  frecfan=ScrollBar3->Position;  
}  
//-----
```

```
void __fastcall TForm2::ScrollBar4Change(TObject *Sender)  
{  
  PosV3Vias=ScrollBar4->Position;  
}  
//-----
```

000
000 **Função que inicia a ação do controlador difuso que comanda** 000
000 **o fechamento e abertura da válvula de expansão termostatica** 000
000 **e a velocidade de retação do motor do compressor** 000
000

```
()  
( void __fastcall TForm2::TimerFuzzyTimer(TObject *Sender)          ()  
( {          ()  
( static double SA_Erro0=0.0;          ()  
( static double SA_Erro=0.0;          ()  
( double SA_InErro, SA_DErro, out, out1;          ()  
( int control;          ()  
( float girosigno;          ()  
( int x=1;          ()  
( int y=2;          ()  
( double SalConW;          ()  
( double Kdwc = 100.0;          ()  
( double Kwe = 500.0;          ()  
( double Ksaw = 100.0;          ()  
( static double WErro=1.0;          ()  
( static double DWCalculado = 4329.0;          ()  
( if (tt<200)          ()  
( {          ()  
(    Ksaw = 1000.0;          ()  
( }          ()  
( if(PS>2.6)          ()  
( {          ()  
( //Auxiliar de bloqueio          ()  
( Label26->Visible=true;          ()  
( Label27->Visible=true;          ()  
( Label29->Visible=true;          ()  
( SA_Erro=T3K-270;          ()  
( SA_InErro=(SA_Erro0 + SA_Erro);          ()
```

```

0 SA_DErro=(SA_Erro0 - SA_Erro);
0 //SA_Erro0 = SA_Erro;
0 sentido=0.0; //fecha válvula
0 control=1;
0 if(SA_Erro>6)SA_Erro=6;
0 if(SA_Erro<-15)SA_Erro=-15;
0 if(SA_DErro<-10)SA_DErro=-10;
0 if(SA_DErro>10)SA_DErro=10;
0 if(SA_InErro>6)SA_InErro=6;
0 if(SA_InErro<-15)SA_InErro=-15;
0 out = Fuzzy(x, y, SA_Erro, SA_DErro, fis);
0 out1 = Fuzzy(x, y, SA_DErro, SA_InErro, fis1);
0 //girosigno=(out*out1*1.5);
0 girosigno=(out*out1*2.0);
0 giro=fabs(girosigno);
0 MotPAP(0x386, 0x387, sentido, giro);
0 Form5->Edit1->Text=FloatToStrF(-girosigno,ffGeneral,3,3);
0 Form5->Edit2->Text=FloatToStrF(SA_Erro,ffGeneral,3,3);
0 Form5->Edit3->Text=FloatToStrF(SA_DErro,ffGeneral,3,3);
0 Form5->Edit4->Text=FloatToStrF(SA_InErro,ffGeneral,3,3);
0 Form5->Edit5->Text=FloatToStrF(SA_Erro0,ffGeneral,3,3);
0 Form5->Label7->Visible=true;
0 Form5->Series9->AddXY(tt,-girosigno,"",clRed);
0 Form5->Series10->AddXY(tt,SA_Erro,"",clGreen);
0 SA_Erro0 = SA_Erro;
0 TimerFuzzy->Interval = fabs(giro)*500.0+10000;
0 }
0 else
0 {
0 Label26->Visible=false;
0 Label27->Visible=false;
0 Label29->Visible=false;
0 SA_Erro = (TKSA-T4K);
0 SA_InErro = (SA_Erro0 + SA_Erro);
0 SA_DErro = (SA_Erro0 - SA_Erro);
0 //SA_Erro0=SA_Erro;
0 if(SA_Erro>6)SA_Erro=6;
0 if(SA_Erro<-15)SA_Erro=-15;
0 if(SA_DErro<-10)SA_DErro=-10;
0 if(SA_DErro>10)SA_DErro=10;
0 if(SA_InErro>6)SA_InErro=6;
0 if(SA_InErro<-15)SA_InErro=-15;
0 out=Fuzzy(x,y,SA_Erro,SA_DErro,fis);
0 out1=Fuzzy(x,y,SA_DErro,SA_InErro,fis1);
0 if(out<0)sentido=128.0;
0 if(out>=0)sentido=0.0;

```


Anexo II

Programa de calculo de parâmetros termodinâmicos.

```
//-----  
#include <vcl.h>  
#pragma hdrstop  
#include "ObjCalParam.h"  
#include "UTesis2.h"  
  
//-----  
#pragma package(smart_init)  
  
float entalpia1 (float, float);  
float entalpia2 (float, float);  
float entalpia4 (float, float);  
float Densidad4_R134(float, float);  
float Cp4_R134a(float, float);  
float Tsatevaporador(float);  
float Tsatcondensador(float);  
float GrauSuperaquecimento (float, float);  
float Q_Agua_Evaporador(float, float, float);  
float Q_Agua_Banco(float, float, float);  
float Q_Agua_Fan(float, float, float);  
  
//-----  
  
float entalpia1 (float T1, float P1)  
{  
    /*Entalpia a la salida del compresor [Kj/kg] con T1 [C] y P1 [bar abs.]*/  
  
    float h1_R134a = 216.4 + 1.766*T1-0.00498*T1*T1 + 6.169*P1-0.492*P1*P1 - 0.1768*P1*T1  
    + 0.0011*T1*T1*P1 + 0.01098*T1*P1*P1 - 0.00006387*T1*T1*P1*P1;    // [kJ/kg]  
    return (h1_R134a);  
}  
//-----
```

```

float entalpia2 (float T2, float P2)
{
  /*Entalpia a la salida del condensador limitada a liquido subresfriado [Kj/kg]
    con T2 [C] y P2 [bar abs.] */

  float h2_R134a = 52.62 + 1.274*T2 + 0.003081*T2*T2 + 0.003558*P2 + 0.0002551*P2*P2 +
  0.0009448*P2*T2 - 0.00004164*T2*T2*P2 - 0.00001415*T2*P2*P2 +
  0.0000003770*T2*T2*P2*P2; // [kJ/kg]
  return (h2_R134a);
}
//-----

```

```

float entalpia4 (float T4, float PS)
{
  /*Entalpia a la entrada del compresor
  float h4_R134a = 257.9 + 0.794*T4 + 0.0007736*T4*T4 - 2.142*PS - 0.1317*PS*PS +
  0.01454*PS*T4 + 0.00006252*T4*T4*PS + 0.006698*T4*PS*PS - 0.000137*T4*T4*PS*PS; //
  [kJ/kg]
  //Form2->HEd4->Text=FloatToStrF(h4_R134a,ffGeneral,3,3);
  return(h4_R134a);
}

```

```

//-----
float Tsatevaporador(float PS)
{
  /*Temperatura de saturacion en el evaporador
  float Tsat4 = -54.9368 + 34.7556*PS - 7.4724*PS*PS + 0.689526*PS*PS*PS;
  Form2->TEdSat->Text=FloatToStrF(Tsat4,ffGeneral,3,3);
  return (Tsat4);
}
//-----

```

```

float Tsatcondensador(float Pc)
{
  /*Temperatura de saturacion en el condensador
  float T_condensacion = -3.96059 + 5.10334*Pc - 0.0770531*Pc*Pc; // [C]
  //Form2->HEd4->Text=FloatToStrF(T_condensacion,ffGeneral,3,3);
  return (T_condensacion);
}
//-----

```

```

float Densidad4_R134(float T4, float PS)
{
  /*Densidad en [kg/m3] a la entrada del compresor con T4 [C] y PS [bar abs.]*/

  float rho4_R134a = 0.05996 + 0.002868*T4 + 0.00006392*T4*T4 + 4.386*PS + 0.1773*PS*PS
  - 0.01147*PS*T4 - 0.00005191*T4*T4*PS - 0.004476*T4*PS*PS +
  0.00006862*T4*T4*PS*PS;
  return (rho4_R134a);
}

```

```

}
//-----
float Cp4_R134a(float T4, float PS)
{
//Calor especifico a del R134a a la entrada del compresor
float Cp4R134a = 0.7948 + 0.001294*T4 + 0.00001227*T4*T4 + 0.01322*PS +
0.007451*PS*PS + 0.000527*PS*T4 - 0.00001937*T4*T4*PS - 0.0005185*T4*PS*PS +
0.00001208*T4*T4*PS*PS; // [kJ/kg-K]
return (Cp4R134a);
}
//-----
float GrauSuperaquecimiento (float T_evaporacion, float T4)
{
//Gado de sobrecalentamiento
float superaquecimiento = T4-T_evaporacion;
return (superaquecimiento);
}
//-----
float Q_Agua_Evaporador(float CaudRefSec, float T_EntraAgua, float T_SalidaAgua)
{
//Calor del agua en el evaporador
float rho_AguaEtilenoGlicol=1030; // [kg/m3]
float Cp_AguaEtilenoGlicol=4.1; // [Kj/kg-K]
float Q_A_Evaporador = CaudRefSec * rho_AguaEtilenoGlicol * Cp_AguaEtilenoGlicol *
(T_EntraAgua-T_SalidaAgua)/60.0; //[W]
return (Q_A_Evaporador);
}
//-----
float Q_Agua_Banco(float CaudRefSec, float T_EntraAgua, float T_SalidaAgua)
{
//Calor del agua en el banco de hielo
float rho_AguaEtilenoGlicol=1030; // [kg/m3]
float Cp_AguaEtilenoGlicol=4.1; // [Kj/kg-K]
float Q_A_Banco = CaudRefSec * rho_AguaEtilenoGlicol * Cp_AguaEtilenoGlicol *
(T_EntraAgua-T_SalidaAgua)/60.0; //[W]
return (Q_A_Banco);
}
//-----
float Q_Agua_Fan(float CaudRefSec, float T_EntraAgua, float T_SalidaAgua)
{
//Calor del agua en el fan coil
float rho_AguaEtilenoGlicol=1030; // [kg/m3]
float Cp_AguaEtilenoGlicol=4.1; // [Kj/kg-K]
float Q_A_Fan = CaudRefSec*rho_AguaEtilenoGlicol*Cp_AguaEtilenoGlicol*(T_EntraAgua-
T_SalidaAgua)/60.0; //[W]
return (Q_A_Fan);
}
}

```

Anexo III

Programa de controle de acionamentos

```
//-----
#include <vcl.h>
#pragma hdrstop
#include "ObjControl.h"
#include "iopuertas.h"
#include "ObjPuertas36.h"
#include "UTesis2.h"
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
//-----
#pragma package(smart_init)
void compresor(unsigned int,int);
void bomba(int, int, int);
void MotPAP(int, int, int, int);
void Fancoil (int);
void V3Vias(int);
void rele(int, int, int);
void rele2(int, int, int);
void ControlCondensador(float, float, float);
//-----
<----->
<                Envia o sinal para o módulo de controle do compressor                >
<----->
< void compresor(unsigned int CadESD1_32,int frecc)                >
< { //Salida directa                >
< Sleep(5);                >
< outputb(CadESD1_32,frecc);                >
< Sleep(5);                >
< outputb(CadESD1_32,frecc);                >
< Sleep(5);                >
< }                >
<----->
```



```

    {}    outputb(CadESD0_36,suiche2);           {}
    {}    Sleep(5);                             {}
    {}    outputb(CadESD1_36,0xEB);             {}
    {}    Sleep(5);                             {}
outputb(CadESD0_36,suiche2);
Sleep(5);
outputb(CadESD1_36,0x01);
Sleep(5);
}

//-----

void ControlCondensador(float TcondxP, float Tcond, float Tencond)
{
//int decide;
//if ((TcondxP < (Tcond + 4.5)) && ((Tencond+2) > Tcond)) decide = 0;
//if (TcondxP < (Tcond + 5.0)) decide=0;
//else
// {
// if (TcondxP < (Tcond + 1.0)) decide=0;
// else decide=128;
// } 44
rele(0x386, 0x387, 0);
//testando rele2
//int decide2;
//if ((TcondxP < (Tcond + 1.5)) && ((Tencond-2) > Tcond)) decide2 = 8;
//else decide2 = 4;
rele2(0x386, 0x387, 0);
}
//-----

Envia o sinal de controle para o motor de passo da válvula de expansão
void MotPAP(int CadESD0_36, int CadESD1_36, double sentido, double giro)
{ //Salida Y4
//static double accion=0.0;
int accion = sentido + giro;
outputb(CadESD1_36,0x01);
outputb(CadESD0_36,accion);
Sleep(5);
outputb(CadESD1_36,0xBF);
Sleep(10);
outputb(CadESD0_36,accion);
Sleep(10);
outputb(CadESD1_36,0x01);
Sleep(5);
outputb(CadESD0_36,0x00);
Sleep(5);
outputb(CadESD1_36,0xBF);

```

```
Sleep(5);
outportb(CadESD0_36,0x00);
Sleep(5);
outportb(CadESD1_36,0x01);
Sleep(5);
}
```

```
//-----
```

Envia o sinal de controle para o Inversor do fan coil

```
void Fancoil(int frecfan)
{
outportb(0x38A,0);
outportb(0x38B,frecfan);
float rpxfan=frecfan*1.0;
Form2->REdS3->Text=FloatToStrF(rpxfan,ffGeneral,5,3);
}
```

```
//-----
```

Envia o sinal de controle para a válvula de três vias

```
void V3Vias(int PosV3Vias)
{
outportb(0x388,0);
outportb(0x389,PosV3Vias);
float Bypass=PosV3Vias/2.55;
Form2->AEdV2->Text=FloatToStrF(Bypass,ffGeneral,5,3);
}
```

```
//-----
```

Anexo IV

Programa asm. PIC compressor

```
;Programa el PIC 16F628 para realizar la rampa de tiempo
; para el cambio de frecuencia en el compresor
; Desarrollado por Fabio Alejandro Carvajal Flórez
; RA:001006 UNICAMP 13 de Marzo de 2003
```

```
list p=16f628
#include p16f628.inc
datoa equ 0x20
datob equ 0x21
contador equ 0x22
T1 equ 0x23
T2 equ 0x24
T3 equ 0x25
datoal equ 0x26
datoba equ 0x27
valor equ 0x28
valor1 equ 0x29

org 0x00

inicio:
clrf PORTA
clrf PORTB
clrf datoa
clrf datob
clrf datoal
clrf datoba
clrf valor
clrf valor1
clrf T1
clrf T2
clrf T3
bcf STATUS,RP0
bcf STATUS,RP1
movlw 0x07
movwf CMCON
bsf STATUS,RP0
bcf STATUS,RP1
movlw 0xFF
movwf TRISA
movlw 0x00
movwf TRISB
bsf PCON,OSCF
bcf STATUS,RP0
```



```

Lee:          movf  PORTA,w
              movwf datoba
              movf  datoba,w
              movwf valor
              movf  valor1,w
              subwf valor,w
              bsf   STATUS,RP0
              btfsc STATUS,Z
              goto  Laso
              movf  valor,w
              movwf valor1
              goto  Lee

Laso:        bcf   STATUS,RP0
              movf  valor,w
              movwf valor1
              movf  valor,w
              movwf datob
              movf  datob,w      ;coloca vlr dato B en reg W
              subwf datoa,w
              btfsc STATUS,Z      ;Son iguales (Z=1)??
              goto  A_igu_B        ;Si
              btfsc STATUS,C      ;No, A_mayor_B (C=0)??
              goto  A_may_B        ;Si
A_men_B:    bcf   STATUS,RP0
              incf  datoa,1
              movf  datoa,w
              movwf PORTB
              goto  espera
A_igu_B:    bcf   STATUS,RP0
              movf  datob,w
              movwf PORTB
              goto  espera
A_may_B:    bcf   STATUS,RP0
              decf  datoa,1
              movf  datoa,w
              movwf PORTB
              goto  espera

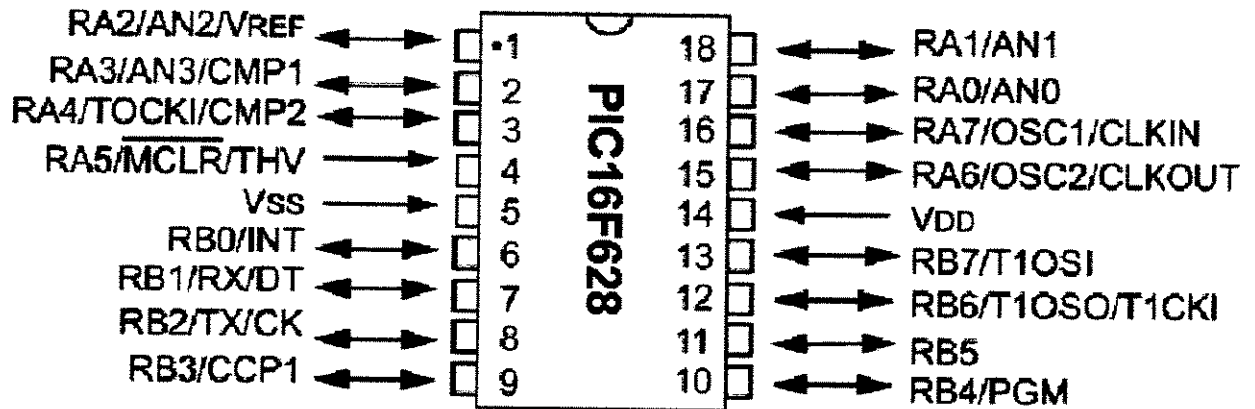
espera:     movlw 0x03
              movwf T3
car:        movlw 0xFA
              movwf T1
              decfsz T3,1
              goto  car_1
              goto  Lee
car_1:      movlw 0xCF
              movwf T2
dec_1:      decfsz T2,1
              goto  dec_1
              decfsz T1,1
              goto  car_1
              goto  car

```

end

Anexo V

Características PIC 16F628 da Microchip



Características:

- CPU RISC
- 35 instruções (executa a 200 ns)
- 224 de memória RAM
- 128 de memória EEPROM
- 15 linhas de entrada/saída
- Modulo comparador analógico
- Três *timers* (dois de 8 bits e um de 16 bits)

Anexo VI

```
;  
; Programa el PIC 16F628 para control de motor PAPUnipolar  
; Desarrollado por Fabio Alejandro Carvajal Flórez  
; RA:001006 UNICAMP 3 de septiembre de 2003
```

```
list          p=16f628  
#include     p16f628.inc  
datoa        equ    0x20  
datob        equ    0x21  
contador     equ    0x22  
T1           equ    0x23  
T2           equ    0x24  
T3           equ    0x25  
datoal       equ    0x26  
datoba       equ    0x27  
valor        equ    0x28  
valor1       equ    0x29  
paso         equ    0x2A  
cero         equ    0x2B  
Lmin         equ    0x2C  
org 0x00  
goto inicio  
org 0x04  
  
inicio:      clrf   PORTA  
             clrf   PORTB  
             clrf   datoa  
             clrf   datob  
             clrf   datoal  
             clrf   datoba  
             clrf   valor  
             clrf   valor1  
             clrf   T1  
             clrf   T2  
             clrf   T3  
             clrf   W
```

```

        clrf    Lmin
        bcf    STATUS,RP0
        bcf    STATUS,RP1
        movlw 0x07
        movwf CMCON
        bsf    STATUS,RP0
        bcf    STATUS,RP1
        movlw 0xFF
        movwf TRISA
        movlw 0xF0
        movwf TRISB
        bsf    PCON,OSCF

Lee:    bcf    STATUS,RP0
        clrf   cero
        movf  PORTA,w
        movwf datoba
        movf  datoba,w
        movwf valor
        movf  valor1,w
        subwf valor,w
        bsf   STATUS,RP0
        btfs  STATUS,Z
        goto  Laso
        bcf   STATUS,RP0
        movf  valor,w
        movwf valor1
        goto  Lee

Laso:   bcf    STATUS,RP0
        btfs  valor,7
        goto  antihora
        goto  hora
antihora: bcf    STATUS,RP0
        btfs  PORTB,5
        goto  Lee
        bcf   valor,7
        movf  valor,w
        movwf paso
        movf  cero,w
        subwf paso,w
        bsf   STATUS,RP0
        btfs  STATUS,Z
        goto  Lee
        bcf   STATUS,RP0
ciclantih: movlw 0x03
        movwf Lmin

```

Ganho do programa PIC

```

lazoantih:    btfsz PORTB,5
              goto Lee
              movlw 0x08
              movwfPORTB
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              movlw 0x00
              movwfPORTB
              call  espera
              movlw 0x04
              movwfPORTB
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              movlw 0x00
              movwfPORTB
              call  espera
              movlw 0x02
              movwfPORTB
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              movlw 0x00
              movwfPORTB
              call  espera
              movlw 0x01
              movwfPORTB
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              call  espera
              movlw 0x00
              movwfPORTB
finantih:    call  espera
              decfsz Lmin,1
              goto lazoantih
              bcf  STATUS,C
              decfsz paso,1
              goto ciclantih
              bcf  STATUS,C
              nop
              movlw 0x00
              movwfvalor

```

```

nop
movlw 0x00
movwfpaso
clrf  datoba
goto  Lee

hora:      bcf  STATUS,RP0
           btfs  PORTB,4
           goto  Lee
           bcf  valor,7
           movf  valor,w
           movwfpaso
           movf  cero,w
           subwf paso,w
           bsf  STATUS,RP0
           btfs  STATUS,Z
           goto  Lee
           bcf  STATUS,RP0

ciclhora:  movlw 0x03
           movwflmin
           btfs  PORTB,4
           goto  Lee
           movlw 0x01
           movwfpORTB
           call  espera
           call  espera
           call  espera
           call  espera
           movlw 0x00
           movwfpORTB
           call  espera
           movlw 0x02
           movwfpORTB
           call  espera
           call  espera
           call  espera
           call  espera
           movlw 0x00
           movwfpORTB
           call  espera
           movlw 0x04
           movwfpORTB
           call  espera
           call  espera
           call  espera
           call  espera
           movlw 0x00

```

Ganho do programa PIC

```

movwfPORTB
call  espera
movlw 0x08
movwfPORTB
call  espera
call  espera
call  espera
call  espera
movlw 0x00
movwfPORTB
finhora: call  espera
        decfsz Lmin,1
        goto  lazohora
        bcf   STATUS,C
        decfsz paso,1
        goto  ciclhora
        bcf   STATUS,C
        call  espera
        nop
        movlw 0x00
        movwf valor
        nop
        movlw 0x00
        movwfpaso
        clrf  datoba
        goto Lee

espera:  movlw 0x02
        movwf T3
car:     movlw 0x0F
        movwf T1
        decfsz T3,1
        goto  car_1
        return
car_1:   movlw 0x0F
        movwf T2
dec_1:   decfsz T2,1
        goto  dec_1
        decfsz T1,1
        goto  car_1
        goto  car
        end

```

Nota: O ganho do programa do micro-processador é de 12. Quatro passos multiplicados por 3 por cada ordem de giro enviada desde o programa de controle do computador

Anexo VII

Calibração sensores de pressão.



CENTRO DE TECNOLOGIA

DDPP – LABORATÓRIO DE METROLOGIA

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 347-06CT2002

Cliente: PROF. LUIZ FELIPE DE MOURA
FEM/DEF - UNICAMP

Ordem de serviço: PRU – Nº 0810-06CT2002
Data da medição: 10/12/2002 -Laboratório de Metrologia/DDPP/CT/UNICAMP

Objeto: Transdutor de Pressão
Fabricante: WIKA
Nº de série: 3313296
Identificação: I
Modelo/tipo: 8430336/ECO-1
Faixa: 0 à 25bar
Resolução: 0,01V

Equipamentos/padrões : Balança peso morto, BUDENBERG, modelo Gás, tipo 450 ,certificado INMETRO DIMCI 0015/2002.

Descrição: A medição foi feita com o instrumento em sua posição vertical, com a temperatura de 22 °C. A medição foi realizada em comparação com o padrão do laboratório, em carga ascendente e descendente rastreado ao INMETRO com incerteza de 0,01%.

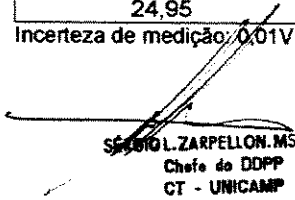
Resultados:

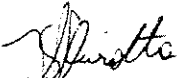
A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padrão combinada multiplicada por um fator de abrangência k=2, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

TABELA I - RESULTADOS

Pressão de Referência (bar)	Indicação no Transdutor (V)
0,00	0,98
2,49	1,38
4,99	1,78
7,48	2,18
9,98	2,58
12,47	2,98
14,97	3,38
17,47	3,78
19,96	4,17
22,46	4,57
24,95	4,97

Incerteza de medição: 0,01V


SÉRGIO L. ZARPELLON, MSc. Eng.
Chefe do DDPP
CT - UNICAMP
Matrícula: 05401-1


Eng.º José Antonio Serra Ghirrotto
Laboratório de Pressão - DDPP/CT
Matrícula/Unicamp: 107492

Data da calibração: 10.12.02

Página
01 de 01

O presente certificado é válido para o estado do instrumento na data da medição, nas condições especificadas, não sendo extensivo a qualquer outro similar. Sua reprodução só poderá ser completa, sem nenhuma alteração.



CENTRO DE TECNOLOGIA

DDPP – LABORATÓRIO DE METROLOGIA

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 348-06CT2002

Cliente: PROF. LUIZ FELIPE DE MOURA
FEM/DETF - UNICAMP

Ordem de serviço: PRU – Nº 0810-06CT2002
Data da medição: 10/12/2002 -Laboratório de Metrologia/DDPP/CT/UNICAMP

Objeto: Transdutor de Pressão
Fabricante: WIKA
Nº de série: 3242800
Identificação: 2
Modelo/tipo: 8430336/ECO-1
Faixa: 0 à 25bar
Resolução: 0,01V

Equipamentos/padrões : Balança peso morto, BUDENBERG, modelo Gás, tipo 450 ,certificado INMETRO DIMCI 0015/2002.

Descrição: A medição foi feita com o instrumento em sua posição vertical, com a temperatura de 22 °C. A medição foi realizada em comparação com o padrão do laboratório, em carga ascendente e descendente rastreado ao INMETRO com incerteza de 0,01%.

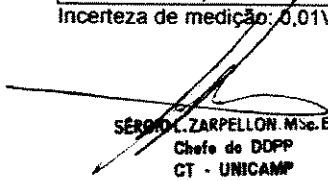
Resultados:


A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padrão combinada multiplicada por um fator de abrangência k=2, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

TABELA I - RESULTADOS

Pressão de Referência (bar)	Indicação no Transdutor (V)
0,00	1,01
2,49	1,41
4,99	1,81
7,48	2,21
9,98	2,61
12,47	3,01
14,97	3,41
17,47	3,81
19,96	4,20
22,46	4,60
24,95	4,99

Incerteza de medição: 0,01V


SÉRGIO C. ZARPELLON, M.Sc. Eng.
Chefe do DDPP
CT - UNICAMP
Matrícula: 05401-1


Eng.º José Antonio Serra Ghirotto
Laboratório de Pressão - DDPP/CT
Matrícula/Unicamp: 107492

Data da calibração: 10.12.02

Página
01 de 01

O presente certificado é válido para o estado do instrumento na data da medição, nas condições especificadas, não sendo extensivo a qualquer outro similar. Sua reprodução só poderá ser completa, sem nenhuma alteração.

CENTRO DE TECNOLOGIA - Campinas - SP - Brasil CEP: 13084-071 - Cx.P. 4131 Fax: (019)3788.5030 Fone: (019) 3788 5000 /5010/5005 / 4871 e-mail: metrologia@ct.unicamp.br



CENTRO DE TECNOLOGIA

DDPP – LABORATÓRIO DE METROLOGIA

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 349-06CT2002

Cliente: PROF. LUIZ FELIPE DE MOURA
FEM/DEF - UNICAMP

Ordem de serviço: PRU – Nº 0810-06CT2002
Data da medição: 10/12/2002 -Laboratório de Metrologia/DDPP/CT/UNICAMP

Objeto: Transdutor de Pressão
Fabricante: WIKA
Nº de série: 3529933
Identificação: 3
Modelo/tipo: 8391956/ECO-1
Faixa: 0 à 10bar
Resolução: 0,01V

Equipamentos/padrões : Balança peso morto, BUDENBERG, modelo Gás, tipo 450 ,certificado INMETRO DIMCI 0015/2002.

Descrição: A medição foi feita com o instrumento em sua posição vertical, com a temperatura de 22 °C. A medição foi realizada em comparação com o padrão do laboratório, em carga ascendente e descendente rastreado ao INMETRO com incerteza de 0,01%.

Resultados:

A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padrão combinada multiplicada por um fator de abrangência k=2, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

TABELA I - RESULTADOS

Pressão de Referência (bar)	Indicação no Transdutor (V)
0,00	1,01
1,00	1,41
1,99	1,81
2,99	2,20
3,99	2,59
4,99	2,99
5,99	3,39
6,98	3,78
7,98	4,18
8,98	4,57
9,98	4,98

Incerteza de medição: 0,02V

SÉRGIO C. ZARPELLON, MSa. Eng.
Chefe do DDPP
CT - UNICAMP
Matrícula: 05401-1

Data da calibração: 10.12.02

Eng.º José Antonio Serra Ghirotto
Laboratório de Pressão - DDPP/CT
Matrícula/Unicamp: 107492

Página
01 de 01

O presente certificado é válido para o estado do instrumento na data da medição, nas condições especificadas, não sendo extensivo a qualquer outro similar. Sua reprodução só poderá ser completa, sem nenhuma alteração.

CENTRO DE TECNOLOGIA - Campinas - SP - Brasil CEP: 13064-971 - Cx.P. 6131 Fax: (019)3788.5030 Fone: (019) 3788 5000 /5010/5005 /4971 e-mail: metrologia@ct.unicamp.br



CENTRO DE TECNOLOGIA

DDPP - LABORATÓRIO DE METROLOGIA

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 350-06CT2002

Cliente: PROF. LUIZ FELIPE DE MOURA
FEM/DEF - UNICAMP

Ordem de serviço: PRU - Nº 0810-06CT2002
Data da medição: 10/12/2002 -Laboratório de Metrologia/DDPP/CT/UNICAMP

Objeto: Transdutor de Pressão
Fabricante: WIKA
Nº de série: 3529940
Identificação: 4
Modelo/tipo: 8391956/ECO-1
Faixa: 0 à 10bar
Resolução: 0,01V

Equipamentos/padrões : Balança peso morto, BUDENBERG, modelo Gás, tipo 450 ,certificado INMETRO DIMCI 0015/2002.

Descrição: A medição foi feita com o instrumento em sua posição vertical, com a temperatura de 22 °C. A medição foi realizada em comparação com o padrão do laboratório, em carga ascendente e descendente rastreado ao INMETRO com incerteza de 0,01%.

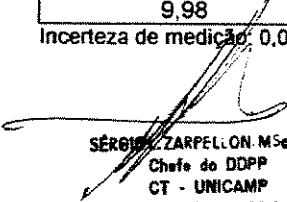
Resultados:


A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padrão combinada multiplicada por um fator de abrangência $k=2$, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

TABELA I - RESULTADOS

Pressão de Referência (bar)	Indicação no Transdutor (V)
0,00	0,99
1,00	1,39
1,99	1,77
2,99	2,17
3,99	2,56
4,99	2,96
5,99	3,35
6,98	3,74
7,98	4,13
8,98	4,53
9,98	4,92

Incerteza de medição: 0,01V


SÉRGIO ZARPELLON, M.Sc., Eng.
Chefe do DDPP
CT - UNICAMP
Matrícula: 05401-1


Eng.º José Antonio Serra Ghirotto
Laboratório de Pressão - DDPP/CT
Matrícula/Unicamp: 107492

Data da calibração: 10.12.02

Página
01 de 01

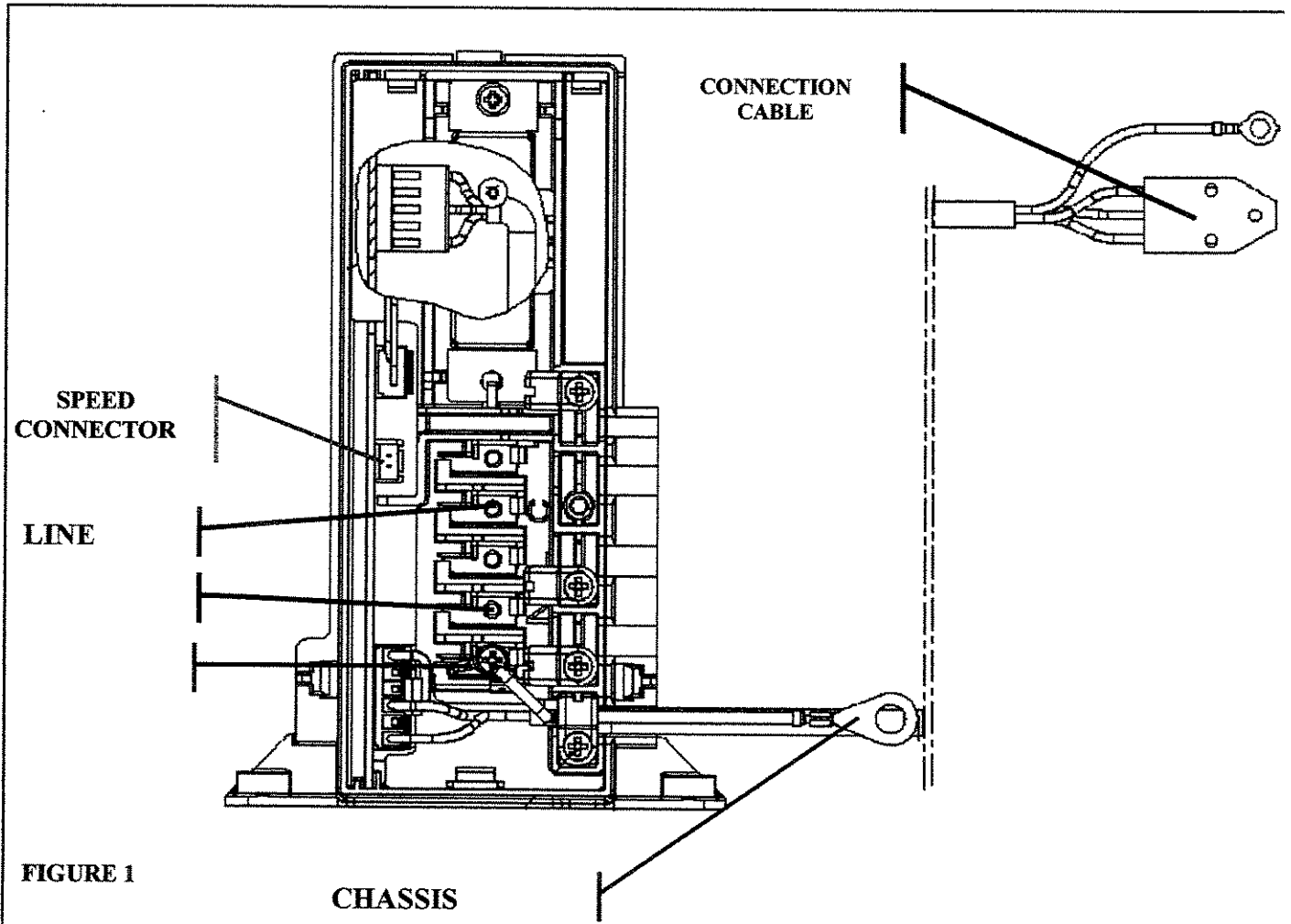
O presente certificado é válido para o estado do instrumento na data da medição, nas condições especificadas, não sendo extensivo a qualquer outro similar. Sua reprodução só poderá ser completa, sem nenhuma alteração.

CENTRO DE TECNOLOGIA - Campinas - SP - Brasil CEP: 13084-971 - Cx.P.: 6131 Fax: (019)3788.5000 Fone: (019) 3788.5000 / 5005 / 4971 e-mail: metrologia@ct.unicamp.br

Anexo VIII

**ELECTRONIC INVERTER MANUAL
EMBRACO VEGT COMPRESSOR**

- *INPUT VOLTAGE 220-240V/ 50-60Hz*
- *OUTPUT 3 PHASE VOLTAGE*
- *SPEED 1600 TO 4500 RPM*
- *1 OPTICALLY INSULATED INPUT 5V/5mA MAX.*



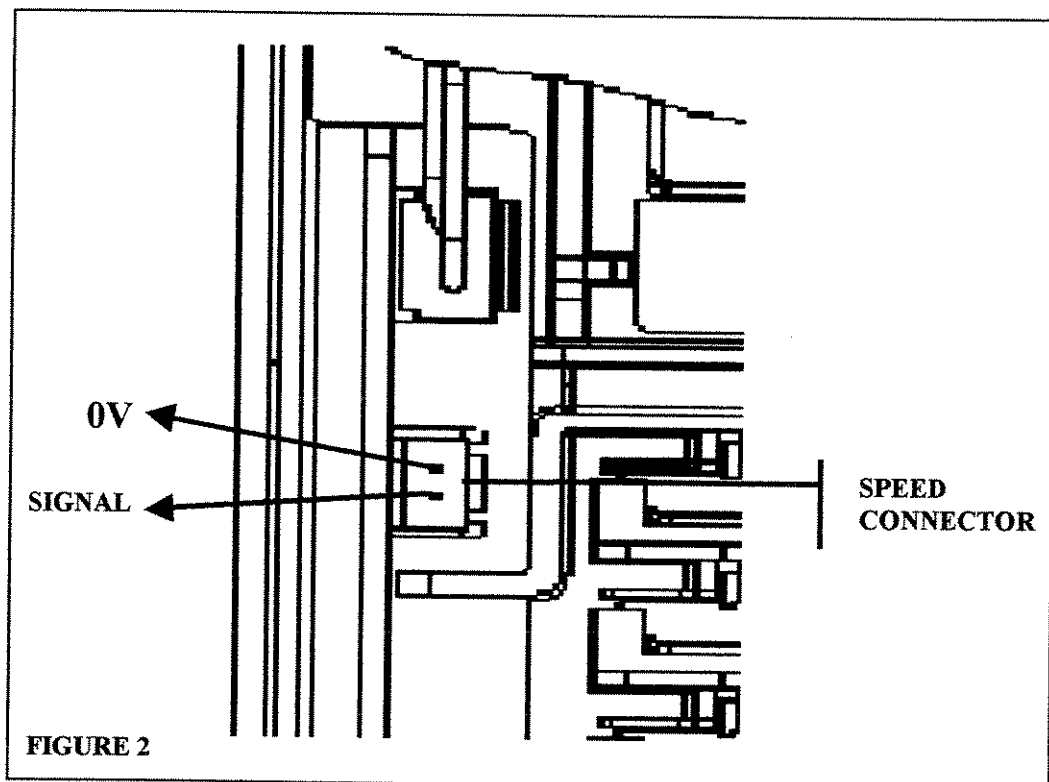
This Control Board was designed to operates with a logic signal input (continuous range).

POWER ON PROCEDURE:

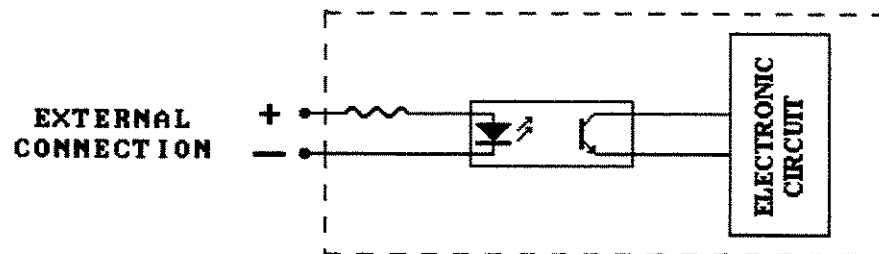
- 1 - Connect the connection cable to the compressor side (see figure 1).
- 2 - Connect the speed signal cable to the inverter board (see figure 1). Use the lower pin for signal and the upper pin for reference (0V) (see figure 2)
- 3 - Connect the power input fast on terminals (Line, Neutral and ground) to the inverter box (see figure 1).
- 4 - Connect the power input cable to the line (220-240VAC)

SPEED CONTROL INTERFACE (COMMUNICATION PROTOCOL)

- 1 - Position:

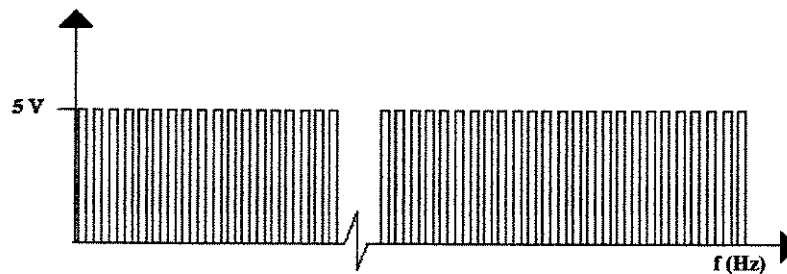


2 - Circuit:



3 - The microcomputer will wait for a speed information in order to start.

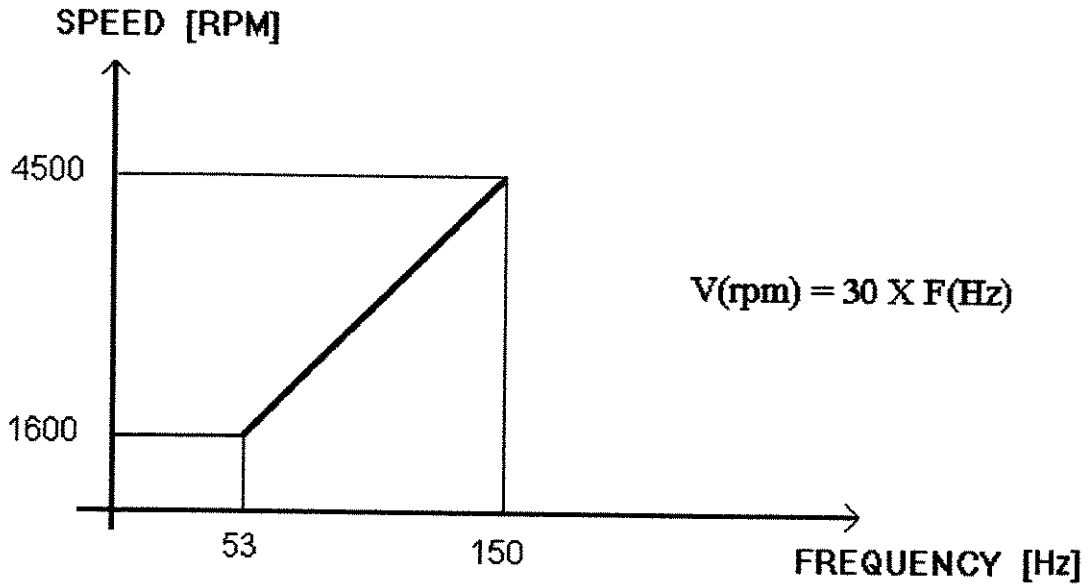
4 - The speed signal wave form (continuous pulse train) shall be as follows:



5 - The maximum and minimum ratings for speed input signal are:

DESCRIPTION	SYMBOL	Min	Typ	Max	Unit
• INPUT VOLTAGE					
- HIGH	V_{high}	4.5	5.0	5.5	V
- LOW	V_{low}	- 0.2	0	0.2	V
• REVERSE VOLTAGE	V_R	-	-	6	V
• ISOLATION VOLTAGE (AC for 1 min)	V_{iso}	-	-	5	kVrms
• FORWARD CURRENT	I_F	3	5	10	mA
• REVERSE CURRENT	I_R	-	-	10	μA

The pulse frequency (edge sensitive, duty cycle from 10 to 90% is OK) will determine the motor speed as shown in the curve below :



Example:

FREQUENCY Hz	SPEED RPM
53	1600
83	2500
100	3000
117	3500
150	4500

6 - Minimum speed 1600 RPM
Maximum speed 4500 RPM

7 - If the inverter does not receive the speed signal for more than 33 mechanic rotation, the motor stops.

Anexo IX

```
; Programa el PIC 16F628 para control de reles  
; Desarrollado por Fabio Alejandro Carvajal Flórez  
; RA:001006 UNICAMP 18 de Abril de 2003
```

```
list p=16f628  
#include p16f628.inc  
datoa equ 0x20  
datob equ 0x21  
contador equ 0x22  
T1 equ 0x23  
T2 equ 0x24  
T3 equ 0x25  
datoal equ 0x26  
datoba equ 0x27  
valor equ 0x28  
valorl equ 0x29  
org 0x00  
  
inicio: clrf PORTA  
clrf PORTB  
clrf datoa  
clrf datob  
clrf datoal  
clrf datoba  
clrf valor  
clrf valorl  
clrf T1  
clrf T2  
clrf T3  
bcf STATUS,RP0  
bcf STATUS,RP1  
movlw 0x07  
movwf CMCON  
bsf STATUS,RP0  
bcf STATUS,RP1  
movlw 0xFF  
movwf TRISA  
movlw 0x00  
movwf TRISB  
bsf PCON,OSCF  
bcf STATUS,RP0  
  
Lee: movf PORTA,w
```

```

        movwf datoba
        movf  datoba,w
        movwf valor
        movf  valor1,w
        subwf valor,w
        bsf   STATUS,RP0
        btfsc STATUS,Z
        goto  Laso
        movf  valor,w
        movwf valor1
        goto  Lee

Laso:    bcf   STATUS,RP0
        movf  valor,w
        movwf PORTB
espera:  movlw 0x03
        movwf T3
car:     movlw 0xFA
        movwf T1
        decfsz T3,1
        goto  car_1
        goto  Lee
car_1:   movlw 0xCF
        movwf T2
dec_1:   decfsz T2,1
        goto  dec_1
        decfsz T1,1
        goto  car_1
        goto  car

end

```